ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

часть I



ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

В двух частях

Часть I
ОТОПЛЕНИЕ

Издание третье, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция»



МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1975

УДК 697(075.8)

Рецензент — *канд техн. наук* И С ШАПОВАЛОВ

Авторы: П. Н. КАМЕНЕВ, А Н. СКАНАВИ, В. Н. БОГОСЛОВСКИЙ, А. Г. ЕГИАЗАРОВ, В. П. ЩЕГЛОВ

Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. I. Отопление. Изд 3-е, перераб. и доп. М., Стройиздат, 1975. 483 с. Авт.: П. Н. Каменев, А. Н. Сканави, В. Н. Богословский и др.

В книге описаны устройство и принцип действия различных систем отопления зданий; приводятся методы расчета теплового режима зданий, выбора, конструирования, расчета и регулирования центральных и местных систем отопления.

Учебник предназначен для студентов, специализирующихся в области отопления и вентиляции

Табл. 69, рис 235, список лит.: 37 назв.

О $\frac{30210-434}{047(01)-75}$ 285—75

ПЕТР НИКОЛАЕВИЧ КАМЕНЕВ
АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ СКАНАВИ
ВЯЧЕСЛАВ НИКОЛАЕВИЧ БОГОСЛОВСКИЙ
АЛЕКСАНДР ГРИГОРЬЕВИЧ ЕГИАЗАРОВ
ВЛАДИМИР ПОРФИРЬЕВИЧ ЩЕГЛОВ

Отопление и вентиляция
В двух частях
Часть I. Отопление

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав редакцией *И П. Скворцова*

Редакторы *Н А. Хаустова, Р. Л. Черкинская*
Мл. редактор *А А. Минаева*
Оформление обложки художника *Р И. Силача*
Технический редактор *В М. Родионова*
Корректор *В. И. Галюзова*

Сдано в набор 10/VIII-1974 г. Подписано к печати 3/I-1975 г. Т-02802
Формат 70×108¹/₁₆ д. л. Бумага типографская № 3. 42 усл. печ. л.
(уч-изд 39,68 л.) Тираж 60 000 экз. Изд № 1-3003 Зак. № 247.
Цена для пер. № 7 — 1 р. 71 к., для пер. № 5 — 1 р 53 к.

Стройиздат
103006, Москва, Каляевская, 23а
Владимирская типография Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-б.

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

В решениях XXIV съезда КПСС предусмотрены «...централизация производства пара и горячей воды для технологических и отопительных нужд». В СССР на базе ТЭЦ развивается централизованное водяное теплоснабжение, что способствует дальнейшему развитию отопительной техники: вытеснению мелких отопительных котельных, замене паровых систем отопления водяными не только в гражданском, но и в промышленном строительстве, преобладанию насосных систем.

В условиях водяного теплоснабжения широко применяются однотрубные системы отопления, что позволяет уменьшить протяженность труб, повысить расчетную температуру теплоносителя, экномить металл, унифицировать отдельные элементы, благодаря чему повышается степень индустриализации монтажных работ и сокращаются сроки строительства.

Эти прогрессивные изменения в технике отопления нашли отражение в программе и изложении учебного курса для студентов специальности 1208 «Теплогазоснабжение и вентиляция». Учебник «Отопление», являющийся первой частью общего курса «Отопление и вентиляция», вышедшей в 1965 г., значительно переработан и дополнен с учетом введения самостоятельной учебной дисциплины «Строительная теплофизика».

Данный учебник составлен коллективом авторов кафедры отопления и вентиляции Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева. В учебнике заново написаны главы: «Общие сведения об отоплении», «Тепловой режим здания», «Элементы систем центрального отопления», «Водяное отопление», «Воздушное отопление». Подверглись значительной переработке и дополнению главы: «Паровое отопление», «Панельно-лучистое отопление», «Отопление сельскохозяйственных сооружений». Дополнены главы: «Гидравлический расчет систем водяного отопления», «Регулирование и надежность систем отопления».

Наличие обстоятельной справочной литературы по отоплению, а также непрерывная модернизация оборудования позволили авторам отказаться от подробного описания оборудования, приложения распространенных справочных данных, расчетных таблиц и графиков, за исключением отдельных конкретных сведений, необходимых для примеров и пояснения конструкций и физических явлений.

В конце учебника приводится список основной литературы, в конце каждой главы дается перечень дополнительной литературы для углубленного изучения отдельных вопросов курса.

В учебнике физические величины выражены в международной системе единиц СИ и в единицах, допускаемых к применению наравне с единицами СИ (температура в градусах Цельсия, время в часах, сутках и т. д., частота вращения в оборотах в минуту, работа в киловатт-часах). В скобках приведены значения в системе единиц МКГСС.

Главы I, III, IV, VII, VIII написаны канд. техн. наук, и. о. проф. А. Н. Сканави, глава II — д-ром техн. наук, проф. В. Н. Богословским, глава VI — канд. техн. наук, доц. В. П. Щегловым, глава XI — канд. техн. наук, доц. А. Г. Егиазаровым. Главы V, IX, X, написанные во втором издании учебника д-ром техн. наук, проф. П. Н. Каменевым, пере-

работаны и дополнены кандидатами техн. наук доц. Н. Н. Разумовым (гл. V) и ст. науч. сотр. В. Е. Константиновой (гл. IX, X).

Ведущая роль в составлении учебника «Отопление» принадлежит А. Н. Сканави, который, помимо разработки структуры и программы, написания основной его части, руководил переработкой и провел общее редактирование всей книги.

Авторы выражают благодарность канд. техн. наук И. С. Шаповалову за ценные советы и замечания, сделанные при рецензировании учебника.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ

§ 1. ПРЕДМЕТ КУРСА

Отопление поддерживает в помещении на определенном уровне температуру воздуха и внутренних поверхностей ограждающих конструкций. В помещении обеспечивается тепловой комфорт — оптимальная температурная обстановка, благоприятная для жизни и деятельности людей в холодное время года.

Отопление — один из видов инженерного (технологического) оборудования здания и, кроме того, является отраслью строительной техники. Монтаж стационарной установки отопления производится в процессе возведения здания, ее элементы увязываются со строительными конструкциями и сочетаются с интерьером помещений.

Функционирование отопления характеризуется определенной периодичностью в течение года и изменчивостью использования мощности установки, зависящей прежде всего от метеорологических условий в холодное время года. При понижении температуры наружного воздуха и усилении ветра должна увеличиваться, а при повышении температуры наружного воздуха и воздействии солнечной радиации уменьшаться теплоподача от отопительных установок в помещения. Изменение интенсивности внешнего воздействия на здание может также сочетаться с неравномерным поступлением тепла от внутренних производственных и бытовых источников, что требует дополнительного регулирования действия отопления.

Очевидно, что для создания и поддержания теплового комфорта в помещениях зданий требуются технически совершенные отопительные установки. И чем суровее климат местности и выше требования к обеспечению благоприятных условий в здании, тем более мощным и надежным должно быть отопление.

Состояние воздушной среды в помещениях в холодное время года обусловливается действием не только отопления, но и вентиляции. Отопление и вентиляция совместно обеспечивают в помещениях, помимо температуры, определенные влажность, подвижность, давление, состав и чистоту воздуха. В производственных и сельскохозяйственных сооружениях, во многих гражданских зданиях отопление и вентиляция неотделимы, они взаимно создают требуемые санитарно-гигиенические условия, способствуют снижению числа заболеваний, улучшению самочувствия людей и повышению производительности их труда.

Не только люди, но и животные, птицы и растения, а также сами здания и продукты труда людей требуют для поддержания своего нормального состояния надлежащих температурных условий. Недостаточно отапливаемые здания быстрее разрушаются вследствие нарушения необходимого температурно-влажностного режима их конструкций. Технологический процесс получения и хранения ряда продуктов, изделий и веществ (точных приборов и ламп, пряжи и тканей, кинопленки и стекла, муки и бумаги и т. д.) требует строгого поддержания заданной температуры помещений.

Итак, отопление вместе с вентиляцией создают в помещении искусственный климат в холодное время года.

Научные основы современной отопительной техники базируются на положениях физики и химии, гидравлики и аэродинамики, теплопередачи, термодинамики и строительной теплофизики. Техника отопления тесно связана также с общестроительной техникой, так как способ отопления в большой мере зависит от конструктивных и архитектурно-планировочных решений зданий.

Курс «Отопление» связан с рядом смежных технических дисциплин и в первую очередь с курсами «Вентиляция и кондиционирование воздуха», «Строительная теплофизика», «Теплоснабжение», «Насосы и вентиляторы», «Котельные установки» и «Газоснабжение». Общие элементы рассматриваются с точки зрения влияния на конструкцию и действие системы отопления.

Таблица I.1

Средняя температура наружного воздуха в крупных городах северного полушария в течение наиболее холодного месяца

Город	Географическая широта	Средняя температура января °C
Москва	55° 50′	—9,4
Нью-Йорк	40° 40′	—0,8
Берлин	52° 30′	—0,3
Париж	48° 50′	+2,3
Лондон	51° 30′	+4

Техника отопления в СССР развивается в единстве с практикой коммунистического строительства, задачи которого определяют развитие всей советской науки и техники. Специалисты по отоплению участвуют в процессе создания материальных ценностей, способствуя повышению эффективности производства и росту производительности общественного труда для интенсивного развития экономики.

Развитие строительной техники, создание и совершенствование конструкций сборных зданий способствуют изменению конструкций отопительных установок, обеспечивая повышение степени механизации заготовительных работ, сборность и снижение трудовых затрат при монтаже.

В связи с ростом культурного уровня советского народа предъявляются новые требования к тепловому режиму помещений, зависящему от действия отопления, выявляются оптимальные условия деятельности людей в помещениях. Например, для таких зданий массового использования, как учебные заведения, установлена зависимость усвоения слушателями излагаемого материала от температуры воздуха. При отклонении от оптимальной температуры (+22° С) до +15° С усвояемость снижалась на четверть, а до +30° С — наполовину.

Климат большей части территории нашей страны отличается суровой зимой, схожей лишь с зимой в северо-западных провинциях Канады и на Аляске. Сравним зимние климатические условия в СССР с условиями в других странах (табл. I.1). Средняя температура января в зарубежных столицах характерна лишь для таких городов Советского Союза, как Бухара и Самарканд, Севастополь и Ялта, отличающихся мягкой и короткой зимой.

На рис. I.1 приведен график изменения продолжительности стояния одинаковой среднесуточной температуры в Москве, где отопительный сезон длится около семи месяцев (205 суток). Как видно, наибольшая продолжительность стояния температуры в Москве относится к средней температуре отопительного сезона (—3,2° С), входящей в интервал температуры от 0 до —5° С. Эта закономерность отмечается в большинстве районов страны.

Продолжительность отопительного сезона невелика лишь на крайнем юге (три — четыре месяца), а на большей части СССР она составляет шесть—восемь месяцев, доходя до девяти (в Архангельской, Мурманской и других областях) и даже до 12 месяцев (в Магаданской области и Якутской АССР).

Суровость или мягкость зимы полнее выражается не длительностью отопления зданий, а значением произведения числа суток действия отопления на разность внутренней и наружной температуры, средней в течение этого периода. Если это число градусо-суток для Москвы принять за 100%, то в Абхазии оно составит 30%, а в Якутии — 220%. Указанные данные свидетельствуют о разнообразии местных условий и значении

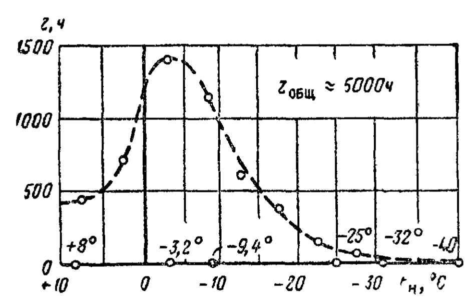


Рис I 1 Продолжительность стояния одинаковой среднесуточной температуры наружного воздуха за отопительный сезон в Москве

отопления для нашей страны, где почти каждое здание возводится с отопительной установкой и на отопление расходуется значительная часть (до 1/3) добываемого топлива.

Изучение курса «Отопление» предусматривает получение знаний по конструкциям, принципам действия и характерным свойствам различных систем отопления, используемых в современной отечественной отопительной технике, освоение основ проектирования и научных методов расчета и регулирования отопления.

§ 2. ФИЗИОЛОГИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ОТОПЛЕНИЯ

При действии системы отопления тепло передается от теплового источника в помещение. В помещении, как пространстве с неоднородным полем температуры, возникает теплообмен между отопительными приборами, внутренними и наружными ограждениями и людьми. При этом должна быть создана тепловая обстановка, благоприятная для хорошего самочувствия и продуктивной деятельности людей.

Организм человека непрерывно выделяет некоторое количество тепла, зависящее от интенсивности работы и теплообмена с окружающей средой.

На рис. I.2 показаны основные теплопотери тела человека (конвекцией *1* при нагревании воздуха, излучением *2* и испарением влаги *3* с поверхности кожи) для случая, когда человек не выполняет физическую работу, а также при нормальной влажности и подвижности воздуха в помещении. Как видно, соотношение между величинами, составляющими основные теплопотери, изменяется в зависимости от температуры воздуха (при постоянной температуре поверхности ограждений 20 °С). При конвективном отоплении и $t_в = 20$ °С доля теплообмена конвекцией равняется приблизительно 30%, излучением — 50%, испарением влаги — 20%. В зоне более низкой температуры воздуха это соотно-

шение изменяется незначительно, при более высокой температуре значительно усиливается теплообмен испарением влаги. При лучистом отоплении заметно увеличивается теплообмен конвекцией.

Система терморегуляции человека в состоянии поддерживать равенство между тепловыделением и теплопотерей организма в пределах $t_в = 14—23$ °С (вертикальные пунктирные линии на рис. I.2). При более низкой или высокой температуре воздуха в теле человека может наблюдаться недостаток или накопление тепла, вызывающие переохлаждение

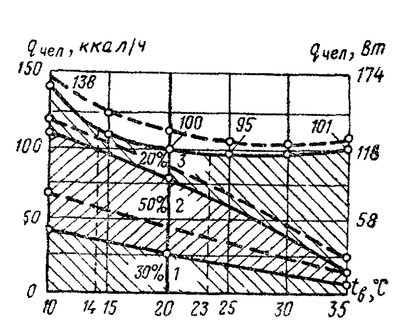


Рис. I.2 Внешний теплообмен человека в спокойном состоянии при конвективном (сплошные линии) и лучистом (пунктирные линии) отоплении

1 — конвекцией; *2* — излучением; *3* — испарением влаги

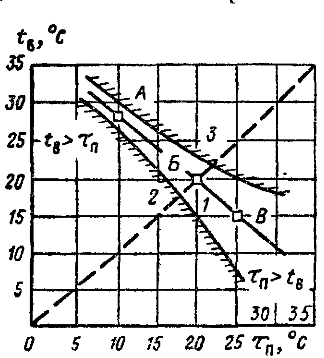


Рис. I.3. Зоны теплового комфорта *1*, переохлаждения *2* и перегревания *3* для человека в спокойном состоянии в отапливаемом помещении

или перегревание организма. Нормальное тепловое состояние человека при этом нарушается, а условия, в которых он находится, называются дискомфортными.

Интенсивность теплоотдачи с поверхности тела человека зависит не только от температуры воздуха $t_в$, но и от средней температуры $\tau_п$ поверхностей ограждений и отопительного прибора, обращенных в помещение, расположение (относительно человека) и размеры которых определяют радиационную температуру помещения t_R. Сочетание этих температур считается комфортным, если большинство людей в помещении положительно оценивает свое физиологическое состояние.

На рис. I.3 показаны зона теплового комфорта *1*, а также зоны переохлаждения *2* и перегревания *3* (кривые линии — границы зон) для человека, находящегося в покое при относительной влажности 55% и умеренной подвижности воздуха. Пунктирная линия отделяет области конвективного (слева вверху) и лучистого (справа внизу) отопления.

Как видно из рис. I.3, при конвективном отоплении, отличительной характеристикой которого является преобладание температуры воздуха в помещении над средней температурой поверхности ограждений ($t_в > \tau_п$), зона теплового комфорта сужается. При лучистом отоплении, когда средняя температура поверхности ограждений превышает температуру воздуха ($\tau_п > t_в$), эта зона существенно расширяется. При одной и той же температуре воздуха (например, 20° С) ощущения человека в помещении могут характеризоваться оценками «холодно», «нормально» и «жарко» в зависимости от температуры поверхности ограждений.

На рис. I.3 можно также отметить точки, лежащие на наклонной линии, проведенной в пределах зоны комфорта, определяющие наиболее благоприятные сочетания $t_в$ с $\tau_п$. К ним относятся, например, точка А ($t_в$=28 °C и $\tau_п$=10 °C) в области конвективного отопления и точка В (15 и 25 °C) в области лучистого отопления, в которых значительно отличаются температура воздуха и температура поверхности ограждений. Важно также отметить, что при понижении температуры воздуха при лучистом отоплении (например, до 15 °C в точке В) улучшается самочувствие человека. Улучшение самочувствия связано с физиологически благоприятным возрастанием доли конвективного теплообмена при сокращении лучистого.

Для нормального самочувствия человека оказывается также полезным изменение температуры воздуха в течение дня в связи с изменением интенсивности обмена веществ и деятельности. В учреждениях целесообразно поддерживать с утра температуру 19 °C, повышая ее до 21 °C перед обедом и понижая после обеда до 18 °C. В жилых помещениях рекомендуется периодически изменять температуру в течение дня и понижать ее на 2—3° ночью.

Организм человека не приспособлен к неравномерному охлаждению. При адаптации к тепловой обстановке помещения человек ощущает изменение температуры на 0,5—1°; неравномерное нагревание и охлаждение отдельных участков поверхности тела вызывает простудные заболевания. Эти факторы, связанные с физиологическим воздействием окружающей среды на человека, необходимо учитывать при расположении отопительных приборов в помещении и выборе режима действия отопления.

Следовательно, основная роль отопления заключается в обеспечении благоприятного самочувствия и высокой жизнедеятельности людей путем создания комфортной температурной обстановки в помещении в холодное время года, т. е. поддержанием достаточно равномерной температуры воздуха и определенной температуры внутренней поверхности ограждений и отопительных приборов.

§ 3. РАЗВИТИЕ ТЕХНИКИ ОТОПЛЕНИЯ

Состояние отопительной техники, как и любой другой отрасли техники, определяется уровнем развития производительных сил и характером производственных отношений общества.

Процесс перехода от очагов для отопления помещений к жаровням, печам, каминам, конвекторам, излучателям и другим отопительным приборам сопровождался улучшением способа сжигания топлива и совершенствованием их конструкции.

Вместе с тем различные способы отопления помещения трудно отнести к определенным этапам исторического общественного развития.

В одно и то же время встречалось техническое устройство отопления, стоящее и на самом низком и на достаточно высоком уровне. Самый простой и древний способ отопления путем сжигания топлива внутри помещения без специального устройства для удаления продуктов сгорания соседствовал с центральными установками водяного и воздушного отопления. Так, в г. Эфесе, основанном в X в. до н. э. на территории современной Турции, для отопления уже в то время использовалась система трубок, в которые подавалась горячая вода из котлов, находящихся в подвалах домов. В Хакассии и многих других местах еще до

нашей эры применялось центральное напольное отопление с использованием дымовых газов.

Одновременное использование различных по совершенству отопительных установок отражало классовый характер общества. Костры, очаги и примитивные печи применялись в жилищах бедняков, водяное и воздушное отопление — в дворцах и банях знати. Это различие в отопительных установках, имевшееся 2000—3000 лет назад, существовало в средние века, сохранилось и в современных капиталистических странах. Уровень технического совершенства отопительных установок в зданиях массового строительства уступает уровню отопления особняков, в которых создаются особо комфортные условия жизни. Лишь в производственных помещениях владельцы их, стремясь увеличить прибыль, внедряют новые отопительно-вентиляционные системы, способствующие повышению производительности труда и качества продукции.

В Советском Союзе и странах социализма направление и темп развития отопительной техники определяются общими народнохозяйственными задачами. С целью создания наиболее благоприятных условий труда и быта трудящихся разрабатываются и внедряются системы отопления, унифицированные по конструкциям и надежные в действии. Унификация отдельных элементов (узлов и деталей) связывается с экономикой — стремлением сократить затраты труда и материалов, а также механизировать процессы заготовки и сборки систем отопления в условиях гигантского объема промышленного и гражданского строительства. Тепловая надежность систем, влияющая на тепловой комфорт помещений, предопределяется оптимизацией проектных решений и машинизацией трудоемких расчетов.

На развитие отопительной техники оказывал влияние вид применяемого топлива Многие столетия система отопления приспосабливалась к использованию энергии твердого топлива (дров, угля и др). Твердое топливо сжигалось непосредственно в помещении в костре и жаровне, в очаге и курной печи, в печи с дымовой трубой. Отопительные печи часто применяются и сейчас. Затем твердое топливо стало сжигаться в центральной тепловой станции (котельной) здания и группы зданий, квартала и района города для нагревания промежуточного теплоносителя, переносящего тепло в помещения. С получением новых видов топлива твердое топливо, используемое в центральной тепловой станции, постепенно заменялось жидким и газообразным. Подобное устройство отопительных установок широко распространено в настоящее время.

Одним из источников тепла на Земле является солнечная энергия. Однако малая плотность лучистого потока на поверхности Земли ограничивает мощность отопительных гелиоустановок. В отдельных районах для отопления потребляется геотермическая энергия (глубинное тепло Земли) в виде пара и горячей воды.

Из-за известной ограниченности запасов топлива важным источником тепла становится атомная энергия. Уже сейчас здания и сооружения, расположенные близ атомных электростанций, отапливаются водой, нагреваемой при действии атомных реакторов.

Для отопления помещений используется также электрическая энергия, в частности в районах расположения крупных электрических станций Можно предположить, что развитие энергетики с использованием атомной энергии и созданием избытка энергии существенно повлияет на дальнейшее развитие отопительной техники, которая, возможно, расши-

рит свое назначение вплоть до изменения местных зимних климатических условий на территории поселений и заводов.

§ 4. ЗАТРАТА ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ

В холодное время года в помещении для поддержания заданной температуры должно существовать равенство между количеством теряемого и поступающего тепла.

Потеря тепла вызвана теплопередачей через наружные ограждения, нагреванием холодного воздуха, проникающего снаружи или подаваемого для вентиляции, нагреванием поступающих холодных транспортных средств, изделий, одежды и материалов, эндотермическими технологическими процессами (например, при испарении влаги).

Тепло в помещение поступает от людей, бытового и технологического оборудования и процессов, источников искусственного освещения, нагретых материалов, изделий и приточного вентиляционного воздуха, солнечной радиации.

Величина каждой из перечисленных статей расхода и прихода тепла изменяется в течение рабочего дня, суток, недели и всего холодного периода года (отопительного сезона), причем потери тепла в общем заведомо возрастают по мере понижения температуры наружного воздуха.

Для каждой местности на основании многолетних наблюдений выбирается, как ее называют, расчетная для отопления температура наружного воздуха. При этой сравнительно низкой температуре потери тепла достигают своей расчетной величины, близкой к максимально возможной (при абсолютно минимальной температуре).

Теплопоступления имеют переменный характер даже в течение рабочего дня; возможно кратковременное возрастание их до величины, составляющей значительную часть теплопотерь и даже превышающей последние. В нерабочее время, особенно ночью и в праздничные дни, поступление тепла сокращается, а иногда и совсем отсутствует. Для каждого помещения устанавливается расчетный минимум теплопоступлений, устойчивый в течение определенного промежутка времени.

В помещениях с постоянным рабочим режимом (например, в жилых, некоторых промышленных и сельскохозяйственных зданиях) наибольшая затрата тепла на отопление (обычно в течение 1 ч) определяется как разность между расчетными теплопотерями и минимальными теплопоступлениями.

В помещениях с переменным режимом (например, в общественных, большинстве промышленных зданий) рассматриваются два периода: рабочий, когда теплопотери могут превышать теплопоступления (отопление необходимо) или, наоборот, теплопотери всегда меньше теплопоступлений (отопление не требуется), и нерабочий, когда отопление обычно необходимо. Отопление, действующее в нерабочее время, называется дежурным. При дежурном отоплении температура воздуха в целях экономии тепла может понижаться против рабочей до минимально возможной по условиям эксплуатации помещения (например, в «сухом» промышленном помещении до температуры +5 °С).

Сопоставление расчетных часовых теплопотерь и теплопоступлений, описанное выше, называется сведением теплового баланса помещения. Во всех случаях, когда в течение расчетного часа получается отрицательный тепловой баланс, возникает потребность в отоплении помещения и определяется расчетный расход тепла на отопление.

Расчетный расход тепла на отопление обусловливает тепловую мощность отопительной установки, причем по мере уменьшения расчетных теплопоступлений при прочих равных условиях эта мощность будет возрастать.

При эксплуатации отопительной установки выбранной тепловой мощности текущие затраты тепла в большинстве случаев меньше расчетного значения. Расчетной величины затраты тепла достигают только при расчетной температуре наружного воздуха, и тогда тепловая мощность отопительной установки используется целиком. Текущие — уменьшенные затраты тепла на отопление имеют место в течение почти всего времени отопительного сезона (см. рис. I.1) в связи с уменьшением теплопотерь, а также при увеличении теплопоступлений против расчетных величин. В это время тепловая мощность отопительной установки должна использоваться частично. На практике тепловой поток от отопительной установки в помещение сокращается путем регулирования температуры и количества теплоносителя, а также уменьшения количества используемого топлива.

§ 5. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОТОПИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

К отопительной установке, как одной из строительно-технологических установок здания, предъявляются разнообразные требования. Все требования, наиболее полно выражающиеся применительно к помещениям постоянного или длительного пребывания людей, можно разделить на пять групп:

1 — **санитарно-гигиенические** — поддержание определенной и равномерной температуры во времени, в плане и по высоте помещения без усиленной подвижности воздуха, а также ограничение температуры поверхности отопительных приборов;

2 — **экономические** — ограничение первоначальной стоимости и стоимости эксплуатации, уменьшение расхода металла;

3 — **строительные** — соблюдение соответствия архитектурно-планировочному решению помещения, размещение отопительных элементов в увязке, а иногда совмещенно со строительными конструкциями, ограничение срока выполнения монтажных работ, осуществление ремонта без повреждения основных конструкций здания;

4 — **монтажные** — изготовление минимального числа унифицированных и обезличенных деталей и узлов в заводских условиях, сокращение затрат ручного труда при сборке в целях повышения производительности труда;

5 — **эксплуатационные** — обеспечение долговечности, простоты и удобства управления и ремонта, бесшумности и безопасности действия, тепловой надежности.

Понятие тепловая надежность выражает требование выполнения отопительной установкой своего назначения в течение всего отопительного сезона. Установка должна обладать способностью передавать в каждое отапливаемое помещение изменяющееся количество тепла в соответствии с теплопотребностью.

Деление требований на пять групп является до некоторой степени условным, так как в эти группы входят требования, относящиеся как к периоду строительства, так и эксплуатации зданий.

Каждое требование по-своему важно, и все их необходимо учитывать при сопоставлении и выборе той или иной отопительной установки, но все же основным следует считать требование обеспечения надлежащих санитарно-гигиенических условий при тепловой надежности действия в течение срока эксплуатации здания.

§ 6. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Отопительная установка для осуществления возлагаемых на нее задач выполняется из отдельных технологически связанных частей, составляющих систему отопления. *Система отопления* — это комплекс конструктивных элементов, предназначенных для получения, переноса и передачи необходимого количества тепла во все обогреваемые помещения.

Основные конструктивные элементы системы отопления (рис. I.4):

теплообменник *1* — элемент для получения тепла при сжигании топлива или от другого источника *4*;

отопительный прибор *2* — элемент для передачи тепла в помещение;

теплопровод *3* — элемент для переноса тепла от теплообменника к отопительному прибору.

Перенос тепла может осуществляться при помощи жидкой или газообразной среды. Жидкая (вода) или газообразная (пар, воздух, газ) среда, перемещающаяся в системе отопления, называется *теплоносителем*. В зависимости от вида теплоносителя системы отопления подразделяются на водяные, паровые, воздушные и газовые.

При использовании для отопления электричества тепло может переноситься также через твердую среду.

Системы отопления подразделяются на две группы: местные и центральные. В **местных** системах для отопления одного помещения все три основных элемента конструктивно объединены в одной установке, непосредственно в которой происходят получение, перенос и передача тепла в помещение. Теплопереносящая среда нагревается горячей водой, паром, электричеством или при сжигании какого-либо топлива. Передача тепла осуществляется излучением и свободной или вынужденной конвекцией.

Характерным примером местной системы отопления является отопительная печь (рис. I.5). Тепло, полученное при сжигании топлива (твердого, жидкого или газообразного) в теплообменнике — топливнике *1*, переносится теплоносителем — горячими газами по теплопроводам — каналам *3* и передается в помещение через отопительный прибор — стенки *2* печи.

В местной системе отопления с использованием электричества теплоперенос может осуществляться без теплоносителя — непосредственно через твердую среду.

Центральными называются системы, предназначенные для отопления нескольких помещений из единого теплового центра. Теплообменник и приборы таких систем отопления отделены друг от друга: теплоноситель нагревается в теплообменнике, находящемся в тепловом центре, перемещается по теплопроводам в отдельные помещения и, передав тепло через отопительные приборы в них, возвращается в тепловой центр. К центральным относятся системы водяного, парового и воздушного отопления.

Характерным примером центральной системы отопления является система водяного отопления здания с собственной котельной, принципи-

альная схема которой не будет отличаться от схемы на рис I 4, если отопительные приборы размещены во всех помещениях здания

Центральная система отопления может быть районной, когда группа зданий отапливается из центральной тепловой станции Теплообменник и отопительные приборы системы здесь также разделены· теплоноситель нагревается в теплообменнике, находящемся на тепловой станции, перемещается по наружным и внутренним теплопроводам в отдельные помещения каждого здания и, передав тепло через отопительные приборы в них, возвращается на станцию.

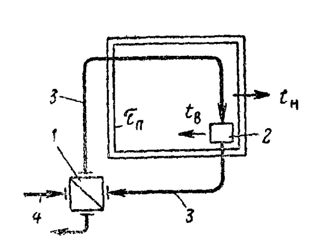


Рис I 4 Принципиальная схема системы отопления

1 — теплообменник, *2* — отопительный прибор, *3*—теплопровод, *4* — подвод топлива (тепла)

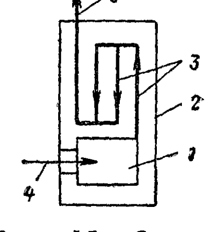


Рис I 5 Схема отопительной печи

1 — топливник, *2* — стенки *3* — каналы *4* — подача топлива, *5* — отвод продуктов сгорания топлива

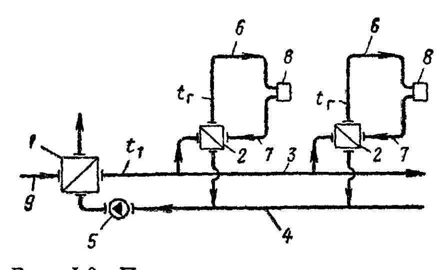


Рис I 6 Принципиальная схема систем теплоснабжения и отопления

1 и *2* — центральный и местный теплообменники *3* и *4* — подающий и обратный теплопроводы системы теплоснабжения *5* — циркуляционный насос, *6* и *7* — подающий и обратный теплопроводы системы отопления, *8* — отопительный прибор, *9* — подвод топлива (тепла)

В современных системах теплоснабжения и отопления (рис. I.6) используются два теплоносителя Первичный высокотемпературный теплоноситель (температура его t_1), получая тепло в центральном теплообменнике *1* на тепловой станции, движется в наружных теплопроводах *3* и *4*. Вторичный низкотемпературный теплоноситель (его температура $t_г$), получающий тепло от первичного в местном теплообменнике *2* каждого здания, переносит его по внутреннему теплопроводу — подающеи трубе *6* в отдельные отопительные приборы *8* и возвращается к теплообменнику по обратной трубе *7*.

Первичным теплоносителем обычно служит вода или пар Если, например, первичная высокотемпературная вода нагревает вторичную воду, то такая центральная система отопления называется водо-водяной. Аналогично могут существовать водовоздушная, пароводяная, паровоздушная и другие системы центрального отопления.

Рассмотрим более подробно классификацию каждой из систем центрального отопления[1], наиболее распространенного в настоящее время.

Системы водяного отопления прежде всего разделяются на низкотемпературные с предельной температурой горячей воды $t_г = 105$ °C и высокотемпературные — $t_г > 105$ °C. Максимальное значение температуры воды ограничено в настоящее время 150 °C.

По способу создания циркуляции воды различаются системы водяного отопления с естественной циркуляцией (гравитационные системы) и с механическим побуждением циркуляции воды при помощи насосов (на-

[1] В дальнейшем рассматриваются элементы систем отопления, размещающиеся внутри зданий Наружные элементы относятся к курсам «Теплоснабжение» и «Котельные установки».

сосные системы). В *гравитационной* (лат. *gravitas* — тяжесть) *системе* используется различие в плотности воды, нагретой до различной температуры. В системе с неоднородным распределением плотности под действием гравитационного поля Земли возникает естественное движение воды.

В *насосной системе* используется электрический насос для повышения гидравлического давления; в системе создается вынужденное движение воды в дополнение к гравитационному.

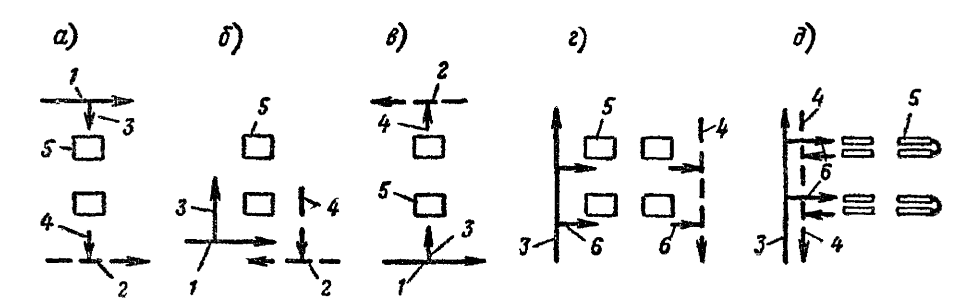


Рис I.7 Магистрали, стояки и ветви системы водяного отопления

1 и *2* — подающая и обратная магистрали, *3* и *4* — подающий и обратный стояки; *5* — отопительный прибор; *6* — ветвь

Теплопроводы систем водяного отопления (рис. I.7) подразделяются на магистрали, подающие горячую воду к стоякам (подающие магистрали *1*) и отводящие охлажденную воду от стояков к теплообменникам (обратные магистрали *2*), и стояки, подающие *3* и обратные *4*, которые соединяют магистрали с отопительными приборами *5* или с горизонтальными ветвями *6*.

Системы водяного отопления в зависимости от схемы соединения труб с отопительными приборами называются *однотрубными и двухтрубными*. В каждом стояке или ветви однотрубной системы приборы соединяются одной трубой и вода протекает последовательно через все приборы. В двухтрубной системе каждый прибор отдельно присоединяется к двум трубам — подающей и обратной, и вода протекает через него независимо от других приборов.

По вертикальному или горизонтальному положению труб, соединяющих отопительные приборы, системы делятся на *вертикальные* со стояками (рис. I.7, *а—в*) и *горизонтальные* с ветвями *6* (рис. I.7, *г*, *д*).

В зависимости от места прокладки магистралей различаются системы *с верхней разводкой* (рис. I.7, *а*), когда подающая магистраль *1* располагается выше отопительных приборов *5*; с *нижней разводкой* (рис. I.7, *б*), когда подающая *1* и обратная *2* магистрали прокладываются ниже приборов *5*; с *«опрокинутой» циркуляцией воды* (рис. I.7, *в*), когда подающая магистраль *1* находится ниже, а обратная *2* выше приборов *5*.

Движение воды в подающей и обратной магистралях может совпадать по направлению и быть встречным. В зависимости от этого системы именуются системами с *тупиковым* (встречным) и с *попутным движением воды* в магистралях. На рис. I.7, *а* стрелками на линиях, изображающих магистрали, показано попутное движение воды: вода и в подающей и в обратной магистралях движется в одном и том же направлении; на рис. I.7, *б*, *в* — тупиковое движение воды: вода в подающей

магистрали течет в одном, а в обратной — в противоположном направлении.

При встречном движении воды в последовательно соединенных трубами двух частях каждого отопительного прибора система носит название *бифилярной* (двухпоточной). На рис. I.7, *д* показаны две ветви *6* горизонтальной бифилярной системы. Бифилярной может быть и вертикальная система с нижней разводкой по рис. I.7, *б*.

На рис. I.8 изображены основные приборные узлы трех типов однотрубных стояков *1* вертикальных систем водяного отопления. Все три типа однотрубных стояков используются и в вертикальных, и в горизонтальных системах. В однотрубном *проточном* стояке первого типа (рис. I.8, *а*) отсутствуют краны для регулирования теплопередачи отопительных приборов *7*. В однотрубном стояке второго типа с постоянно действующими (проточными) *замыкающими участками 2* (рис. I.8, *б*) устанавливают регулирующие краны *3* у приборов. В однотрубном *проточно-регулируемом* стояке третьего типа (рис. I.8, *в*) имеются обходные участки *8* для пропуска воды при регулировании теплопередачи приборов трехходовыми кранами *4*.

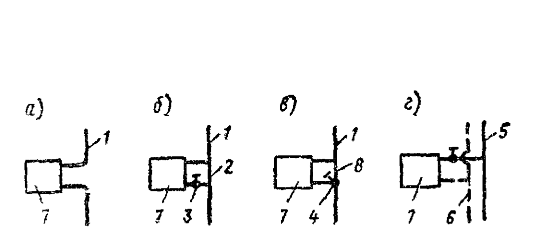


Рис. I.8. Основные схемы приборных узлов вертикальной системы водяного отопления

а, б, в — однотрубной; *г* — двухтрубной; *1* — однотрубный стояк, *2* — замыкающий участок; *3* — регулирующий кран; *4* — регулирующий трехходовой кран; *5* и *6* — подающая и обратная трубы двухтрубного стояка; *7* — отопительный прибор; *8* — обходной участок

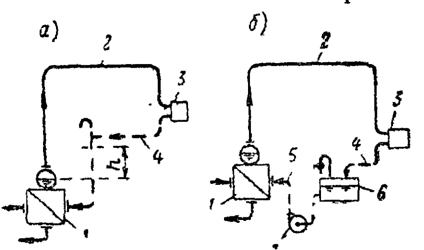


Рис. I.9. Принципиальные схемы систем парового отопления

а — замкнутой, *б* — разомкнутой, *1* — паровой котел с паросборником; *2* — паропровод; *3* — отопительный прибор; *4* и *5* — самотечный и напорный конденсатопроводы; *6* — конденсатный бак; *7* — конденсатный насос

В двухтрубном стояке каждый отопительный прибор *7* присоединяют отдельно к подающей трубе *5* и обратной трубе *6* (рис. I.8, *г*). По подающей трубе подводится горячая вода, по обратной — отводится охлажденная вода от приборов.

Системы парового отопления в зависимости от давления пара разделяются на вакуум-паровые, низкого и высокого давления (табл. I.2).

Таблица I.2

Параметры (округленные) насыщенного пара в системах парового отопления

Система	Абсолютное давление		Температура	Удельное тепло конденсации	
	МПа	кгс/см²	°С	кДж/кг	ккал/кг
Вакуум-паровая	<0,1	<1	<100	>2260	>540
Низкого давления	0,1—0,17	1—1,7	100—115	2260—2220	540—530
Высокого »	0,17—0,47	1,7—4,8	115—150	2220—2120	530—506

Максимальное давление пара ограничено, как и в системах водяного отопления, допустимым пределом температуры поверхности отопитель-

ных приборов (температуре 150 °C соответствует избыточное давление пара, равное приблизительно 0,37 МПа или 3,8 кгс/см²).

В системах парового отопления насыщенный пар конденсируется на стенках отопительных приборов, тепло фазового превращения через стенки передается в помещения, конденсат удаляется из приборов и возвращается в котлы.

По способу возвращения конденсата в паровые котлы системы парового отопления подразделяются на замкнутые (рис. I.9, *а*) с самотечным возвращением и разомкнутые (рис. I.9, *б*) с насосным возвращением

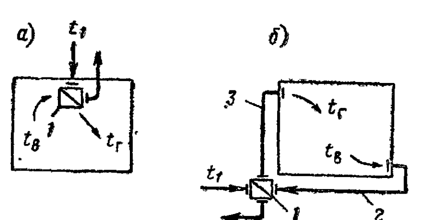


Рис. I.10. Принципиальные схемы систем воздушного отопления

а — местной; *б* — центральной; *1* — теплообменник — калорифер; *2* и *3* — обратный и подающий воздуховоды

конденсата. В замкнутой системе конденсат непрерывно поступает в котел *1* под действием разности давления, выраженного на рис. I.9, *а* столбом конденсата высотой *h*, и давления пара в котле. Поэтому отопительные приборы *3* должны находиться достаточно высоко над котлом *1* (в зависимости от давления пара в котле).

В разомкнутой системе парового отопления конденсат непрерывно поступает в конденсатный бак *6* и по мере накопления периодически подается конденсатным насосом *7* в котел *1*. В такой системе положение нижнего отопительного прибора обусловлено обеспечением самотечного стекания конденсата только в бак, а давление пара в котле преодолевается давлением насоса.

Теплопроводы систем парового отопления разделяются на паропроводы *2*, по которым пар перемещается от теплового центра (котла *1*) до отопительных приборов *3*, и конденсатопроводы *4* для отвода конденсата. Разводка паропроводов в зависимости от места их прокладки по отношению к отопительным приборам может быть верхней (см. рис. I.7, *а*), нижней (см. рис. I.7, *б*) и средней, когда паропровод размещается между отопительными приборами на различных этажах здания. Пар в паропроводах движется за счет разности давления пара в тепловом центре и в приборах.

Конденсатопроводы (см. рис. I.9) могут быть самотечными и напорными: самотечные *4* прокладывают ниже отопительных приборов с уклоном в сторону движения конденсата; в напорных *5* конденсат перемещается под действием давления насоса или остаточного давления пара в приборах.

В зависимости от направления движения теплоносителя в магистралях различаются системы парового отопления, как и водяного, с попутным и тупиковым (встречным) движением пара и конденсата (см. стрелки на линиях, изображающих магистрали на рис. I.7, *а*, *б*).

Из двух уже известных конструкций стояков в системах парового отопления преимущественно используют двухтрубные стояки, изображенные на рис. I.8, *г*, но можно применять и однотрубные.

Системы воздушного отопления по способу создания циркуляции теплоносителя — воздуха разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные системы) и системы с механи-

ческим побуждением движения воздуха при помощи вентиляторов (вентиляторные системы).

В *гравитационной системе* используется различие в плотности воздуха, нагретого до различной температуры. Как и в водяной гравитационной системе, при неоднородном распределении плотности возникает естественное движение воздуха.

В *вентиляторной системе* используется электровентилятор для повышения давления воздуха и создается вынужденное движение воздуха в дополнение к гравитационному.

Нагревание воздуха, служащего теплоносителем, от температуры помещения до температуры, обычно не превышающей 70 °С, происходит в специальных отопительных приборах — калориферах. Калориферы изнутри могут обогреваться паром, водой, электричеством или горячими газами; система воздушного отопления соответственно называется водовоздушной, паровоздушной, электровоздушной, газовоздушной.

По радиусу действия воздушное отопление может относиться к *местным* (рис. I.10, *а*) и *центральным* (рис. I.10, *б*) системам. В местной системе воздух нагревается в калорифере *1*, находящемся в отапливаемом помещении. В центральной системе калорифер *1* размещается в отдельной камере — тепловом центре, воздух с температурой $t_в$ подводится к калориферу по обратным воздуховодам *2*, горячий воздух с температурой $t_г$ перемещается в помещения по подающим воздуховодам *3*.

§ 7. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ

Теплоносителем для отопления может быть любая жидкая или газообразная среда, обладающая способностью аккумулировать тепло и изменять свои основные теплотехнические показатели, а также достаточно подвижная и дешевая. Вместе с тем теплоноситель должен способствовать выполнению требований, предъявляемых к отопительной установке (см. § 5).

Для отопления зданий и сооружений в настоящее время используют воду, водяной пар, атмосферный воздух, горячие газы. Органические теплоносители, температура кипения которых при атмосферном давлении превышает 250° С (полифенилы и др.), чаще применяются в специальных высокотемпературных установках.

Дадим сравнительную характеристику этим теплоносителям, которая отражает требования, предъявляемые к отопительной установке, а также свойства самих теплоносителей.

Газы, образующиеся при сгорании твердого, жидкого или газообразного топлива, имеют сравнительно высокую температуру и применимы для отопления в тех случаях, когда в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями удается ограничить температуру теплоотдающей поверхности приборов. Из-за высокой температуры продуктов сгорания топлива возрастают бесполезные потери тепла при транспортировании.

Выпуск продуктов сгорания топлива в отапливаемые помещения ухудшает состояние их воздушной среды и в большинстве случаев недопустим, а удаление их наружу по каналам усложняет систему отопления.

Область использования продуктов сгорания как теплоносителя ограничена системами местного отопления с такими отопительными установками, как отопительные печи, газовые калориферы и т. п.

Наибольшее распространение в качестве теплоносителей в системах отопления имеют **вода**, **пар** и **воздух.**

Сопоставим эти теплоносители как по физическим свойствам, так и по технико-экономическим, санитарно-гигиеническим и эксплуатационным показателям, важным для выбора системы отопления.

Прежде всего перечислим физические свойства каждого из теплоносителей, отражающиеся на конструкции и действии системы отопления. Свойства воды: большие теплоемкость и плотность, несжимаемость, расширение при нагревании с уменьшением плотности, повышение температуры кипения при увеличении давления, уменьшение абсорбции воздуха при нагревании и снижении давления. Свойства пара: высокая подвижность, малая плотность, повышение температуры и плотности при увеличении давления, большое теплосодержание за счет тепла фазового превращения (см. табл. I.2). Свойства воздуха: малая теплоемкость и плотность, легкая подвижность, уменьшение плотности при нагревании.

Существенным *технико-экономическим* показателем является масса металла, расходуемого при том или ином теплоносителе на изготовление теплообменника, отопительных приборов и теплопроводов, влияющая на стоимость устройства и эксплуатации системы отопления.

При теплоносителе воздухе площадь нагревательной поверхности калорифера уменьшается по сравнению с площадью отопительных приборов при двух других теплоносителях. При теплоносителе паре площадь (и масса) отопительных приборов меньше, чем при теплоносителе воде, что объясняется более высокой температурой паровых приборов.

Если при паре температура теплоносителя в приборе равна температуре насыщенного пара (например, 150 °C), то при воде эта температура может быть равна полусумме температуры воды, входящей и выходящей из прибора [например, (150+70)0,5=110 °C]. В этом примере соотношение площадей нагревательной поверхности паровых и водяных приборов приблизительно равняется (110 — 20): (150 — 20) = 9 : 13 (20 °C — температура воздуха в помещении).

Расход металла на теплопроводы возрастает с увеличением площади их поперечного сечения. Определим соотношение площадей поперечного сечения теплопроводов, по которым транспортируются вода, пар и воздух в объемах, необходимых для передачи помещению одинакового количе-

Таблица I.3

Сравнение параметров основных теплоносителей для отопления

Параметры	Теплоноситель		
	вода	пар	воздух
Температура, разность температуры, °C	150 — 70 = 80	150	70 — 15 = 55
Плотность, кг/м³	917	2,5	1,03
Массовая теплоемкость, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°C)]	4,31 (1,03)	2120 (506)*	1 (0,24)
Тепло для отопления в объеме 1 м³, кДж (ккал)	316 370 (75 560)	5300 (1265)	56,6 (13,6)
Скорость движения, м/с	1,5	60	12
Относительная площадь поперечного сечения теплопровода	1	1,5	700

* Удельное тепло конденсации, кДж/кг (ккал/кг).

ства тепла. Примем, что для отопления используется вода, температура которой снижается от 150 до 70 °С, пар, имеющий избыточное давление 0,37 МПа или 3,8 кгс/см^2 (см. табл. I.2), и воздух, охлаждающийся от предельно допустимой нормами температуры 70 °С до температуры помещения 15 °С. Результаты расчетов сведем в табл. I.3.

Как видно из табл. I.3, площади поперечных сечений водоводов и паропроводов близки; сечение воздуховодов, пропускающих равное количество тепла, несоизмеримо больше. Поэтому расход металла на воздуховоды увеличивается в несколько раз (даже если выполнить их из тонколистовой стали).

Аналогичные расчеты при использовании для отопления низкотемпературной воды (95 °С) и пара низкого избыточного давления 0,02 МПа (0,2 кгс/см^2) выявляют подобную закономерность — для воздуха необходима площадь поперечного сечения теплопровода приблизительно в 100 раз большая, чем для воды или пара. Это связано со способностью воды аккумулировать значительное количество тепла в единице объема, свойством пара перемещаться с высокой скоростью и малой теплоаккумуляционной способностью воздуха.

Таким образом, по площади поперечного сечения теплопроводов воздух является наименее выгодным теплоносителем. При значительной длине воздуховодов, когда из-за малой теплоемкости и увеличенной теплоотдающей поверхности воздух заметно охлаждается в пути, применять его в качестве теплоносителя нецелесообразно. Поэтому для теплоснабжения используется не воздух, а вода или пар. Напомним, что в СССР наибольшее распространение получила водяная теплофикация на базе строительства теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Сравним также теплоносители воду, пар и воздух по *санитарно-гигиеническим* показателям и в первую очередь по температурным условиям, создающимся в помещении при использовании того или иного теплоносителя. Воздух как малотеплоемкий теплоноситель полностью отвечает требованию постоянно поддерживать в помещении определенную температуру независимо от колебания температуры наружного воздуха. Температура воды, как и теплоносителя воздуха, также может изменяться в широких пределах, однако из-за тепловой инерции отопительных приборов с водой возможно некоторое изменение температуры помещения даже при автоматическом регулировании теплопередачи приборов.

Планомерное изменение температуры теплоносителей воздуха и воды в зависимости от температуры наружного воздуха (с которой связаны теплопотери помещений), называемое качественным регулированием, практически невозможно при теплоносителе паре. Температура насыщенного пара определяется, как известно, его давлением. При значительном изменении давления пара в системе отопления не происходит заметного изменения его температуры, а следовательно, теплопередачи отопительных приборов. Например, при снижении избыточного давления с 0,05 до 0,005 МПа, т. е. в 10 раз, температура пара понижается с 110,8 до 100,4 °С, т. е. только на 10%. Для уменьшения теплопередачи приборов приходится периодически их выключать, что вызывает колебание температуры помещений, противоречащее гигиеническому требованию.

Другое санитарно-гигиеническое требование ограничивать температуру поверхности отопительных приборов обусловлено явлением разложения и сухой возгонки органической пыли, сопровождающимся выделением вредных веществ, в частности окиси углерода. Разложение пыли

начинается при температуре 65—70° и интенсивно протекает на поверхности, имеющей температуру более 80 °С.

При использовании воды температура поверхности отопительных приборов постоянно ниже, чем при применении пара с одинаковой начальной температурой. Это, как уже известно, связано с понижением температуры воды в приборах при теплопередаче, а также в системе в целом — при повышении температуры наружного воздуха. Следовательно, применение воды позволяет поддерживать среднюю температуру поверхности приборов почти весь отопительный сезон (см. рис. I.1) на уровне не выше 80 °С. При теплоносителе паре температура поверхности большинства отопительных приборов превышает гигиенический предел.

В центральных системах воздушного отопления возможна очистка нагреваемого воздуха от пыли, и такие системы будут гигиеничными. В местных системах разложение пыли на поверхности теплообменника зависит от вида первичного теплоносителя: оно неизбежно при паре и связано с температурой воды.

Эксплуатационные показатели трех сопоставляемых теплоносителей частично уже рассмотрены при их технико-экономической и санитарно-гигиенической оценке. Можно еще отметить различие в их плотности (см. табл. I.3). Плотность воды существенно отличается от плотности пара (в 400—1500 раз) и воздуха (в 900 раз), что вызывает значительное гидростатическое давление в отопительных приборах систем водяного отопления многоэтажных зданий и ограничивает высоту систем.

Воздух и вода могут перемещаться в теплопроводах бесшумно (до определенной скорости движения). Частичная конденсация пара из-за попутной потери тепла паропроводами (появление, как говорят, попутного конденсата) вызывает шум (пощелкивание, стук и удары) при движении пара.

Подытожим сравнительные достоинства и недостатки теплоносителей — воды, водяного пара и атмосферного воздуха.

При использовании воды, как теплоемкого теплоносителя, изменяющего в широких пределах температуру, сокращается площадь поперечного сечения труб, ограничивается температура поверхности отопительных приборов, обеспечивается равномерность температуры помещений, уменьшаются бесполезные потери тепла, обеспечиваются бесшумность действия и сравнительная долговечность систем отопления. К недостаткам применения воды относятся значительные гидростатическое давление и расход металла в системах; тепловая инерция воды в отопительных приборах, что снижает качество регулирования их теплопередачи.

При использовании пара сокращаются площади поверхности отопительных приборов и поперечного сечения конденсатопроводов. Пар — легкоподвижный теплоноситель, быстро прогревающий помещения, обладающий малой тепловой инерцией и незначительным гидростатическим давлением. Однако пар не способствует требуемому регулированию температуры теплоносителя, повышает температуру поверхности приборов до 100 °С и более, вызывает ускоренную коррозию труб. При применении пара увеличиваются эксплуатационные затраты на отопление, создаются затруднения при его использовании, перегреваются помещения, возникает шум при действии, увеличиваются бесполезные потери тепла и расход топлива.

Воздух — малотеплоемкий, легкоподвижный, хорошо регулируемый (по температуре и количеству) теплоноситель, обеспечивающий быстрое изменение или равномерность температуры помещений, безопасный

в пожарном отношении. При использовании воздуха возможно устранение отопительных приборов из помещений и осуществление вентиляции помещений. К недостаткам применения воздуха в качестве теплоносителя относятся существенное увеличение площади поперечного сечения и массы воздуховодов, возрастание бесполезных потерь тепла, расхода теплоизоляционного материала и топлива, заметное понижение его температуры по длине воздуховодов.

§ 8. СРАВНЕНИЕ ОСНОВНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Система отопления выбирается на основании технико-экономического сопоставления различных вариантов, допустимых по санитарно-гигиеническим показателям, с учетом ее эксплуатационных особенностей.

Сравним капитальные вложения в различные системы центрального отопления. В равных расчетных условиях в системе парового отопления, учитывая уменьшение площади поверхности отопительных приборов и площади сечения конденсатопроводов, расходуется меньше металла и первоначальная ее стоимость несколько ниже, чем системы водяного отопления. Стоимость устройства системы воздушного отопления близка к капитальным затратам на создание системы водяного отопления, а расход металла в связи с ограниченными размерами теплообменника и возможностью изготовления воздуховодов из бетона и подобных материалов часто оказывается даже ниже, чем в системе парового отопления.

По капитальным затратам преимущество имеет местная система воздушного отопления без воздуховодов или с короткими воздуховодами (см. рис. I.10) с подачей высокотемпературного первичного теплоносителя (воды или пара) в теплообменник. На второе место можно поставить систему парового отопления и на последнее — системы отопления водяную и центрально-воздушную с протяженными металлическими воздуховодами.

Однако выбор системы отопления только по наименьшим капитальным затратам недопустим и экономически не может считаться полноценным без учета стоимости ее эксплуатации. Стоимость эксплуатации зависит прежде всего от расхода топлива и долговечности системы отопления.

Расход топлива на отопление при паровых и центрально-воздушных системах превышает расход топлива при водяном отоплении вследствие возрастания бесполезной попутной потери тепла. Срок службы паропроводов (до 10 лет) и особенно конденсатопроводов (около 4 лет) из-за интенсивной внутренней коррозии значительно меньше, чем теплопроводов водяного отопления (25—40 лет). Воздуховоды из тонколистовой стали также недолговечны, а неметаллические воздуховоды требуют частого ремонта в связи со сравнительно быстрым нарушением их плотности при действии в различных температурных условиях.

Таким образом, для выбора системы по экономическим показателям необходимо определять общие, так называемые приведенные затраты, учитывающие помимо капитальных затрат еще и стоимость эксплуатации системы отопления. В стоимость эксплуатации, кроме стоимости топлива и текущего ремонта и амортизационных расходов, входят также стоимость расходуемой электроэнергии, заработная плата обслуживающего персонала и некоторые другие затраты.

Экономические преимущества эксплуатации системы водяного отоп-

ления сокращают приведенные затраты, которые могут стать меньше приведенных затрат на систему парового отопления.

Технические показатели эксплуатации центральных систем отопления различны. Наибольшей надежностью действия, в том числе тепловой, обладает система водяного отопления, простая и удобная в эксплуатации. Близко к ней подходит система местного воздушного отопления при водяном теплоснабжении, действие которой легко автоматизируется, хотя надежность ее и понижается в зависимости от увеличения числа побудителей циркуляции воздуха — вентиляторов.

Менее надежна система парового отопления как более сложная по конструкции и в обслуживании, имеющая сокращенный срок амортизации. Также понижена надежность системы центрально-воздушного отопления из-за усложнения и возможного нарушения распределения воздуха по помещениям. Все же решающими факторами в последнем случае могут оказаться попутное обеспечение вентиляции и устранение отопительных приборов из помещений.

При системах водяного и центрально-воздушного отопления обеспечиваются высокие гигиенические и акустические показатели, что, однако, связано с ограничением температуры и скорости движения теплоносителя, отражающимся на экономических показателях систем. Применение паровой и местной воздушной (при высокотемпературном первичном теплоносителе) систем сопровождается понижением гигиенических и акустических показателей отопления.

Радиус действия систем различен: при воздушном отоплении он ограничен; при водяном отоплении допустима значительная горизонтальная протяженность, но по вертикали он также ограничен величиной гидростатического давления; при паровом отоплении возможна значительная протяженность не только горизонтальная, но и вертикальная.

Система водяного отопления обладает значительной тепловой инерцией, особенно при массивных (таких, как бетонные панели) и водоемких (радиаторы) отопительных приборах; системы парового и воздушного отопления — малой инерцией. Это их качество может оказаться важным и даже предопределяющим выбор системы.

Показатели и свойства систем отопления, описанные выше, определяют область их применения. Система водяного отопления, надежная и гигиенически приемлемая, получившая широкое распространение в условиях теплофикации, применяется в гражданских и промышленных зданиях.

Санитарно-гигиенические и эксплуатационные недостатки существенно ограничивают область применения парового отопления, которое не допускается в гражданских зданиях, предназначенных для постоянного или длительного пребывания людей. Паровое отопление допускается в промышленных зданиях, а также в общественных при непродолжительном пребывании людей и рекомендуется для периодического или дежурного (в нерабочее время) отопления помещений.

Возможность сочетания отопления и вентиляции способствует распространению воздушного отопления, в первую очередь в промышленных зданиях. Воздушное отопление используется также для периодического или дежурного обогревания помещений общественных и промышленных зданий.

Сказанное относится к холодной климатической зоне, где почти каждое здание нуждается в непрерывно действующей системе отопления. В теплой климатической зоне отопление зданий может быть периоди-

ческим с использованием стационарных центральных и местных систем или даже временных подогревательных установок.

Широко применяются газовые и электрические подогревательные установки. Большие запасы природного газа, значительный рост его добычи, высокая теплотворность и низкая стоимость способствуют развитию отопления газовыми приборами. Например, в США газовые приборы применяют для отопления промышленных зданий.

Использованию электричества для отопления благоприятствует снижение капитальных затрат и сравнительная простота прокладки кабелей, независимость действия одних электроотопительных приборов от других, их незначительная тепловая инерция, широкий диапазон и удобство индивидуального регулирования теплопередачи в помещение.

Повышение уровня выработки электроэнергии, а также разработка новых методов преобразования электроэнергии в тепло с использованием энтальпии наружного воздуха при помощи полупроводниковых элементов (эффект Пельтье) расширяют область ее применения для отопления. Можно отметить распространение электрического отопления гражданских зданий в Норвегии, Швейцарии, Англии, США и в других странах.

Общие рекомендации по выбору системы отопления в зданиях различного назначения даются в общесоюзных строительных нормах и правилах (СНиП).

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Аистов Н. Н. и др. История строительной техники. М., Госстройиздат, 1962, с. 534—566.

Орлов А. И. Русская отопительно-вентиляционная техника. М., Госстройиздат, 1950.

Копьев С. Ф., Качанов Н. Ф. Основы теплогазоснабжения и вентиляции. М., Стройиздат, 1964.

Богуславский Л. Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. М., Стройиздат, 1967.

Глава II
ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

Помещения в здании изолированы от внешней среды, что позволяет создать в них определенный микроклимат. Наружные ограждения защищают от непосредственных климатических воздействий, специальные системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха (собирательно их можно называть системами кондиционирования микроклимата[1]) поддерживают в помещениях в течение всего года определенные параметры внутренней среды.

Тепловым режимом здания называется совокупность всех факторов и процессов, определяющих тепловую обстановку в его помещениях.

В холодный период года под влиянием низкой температуры и ветра через наружные ограждения происходит потеря тепла, и их внутренние поверхности, обращенные в помещение, оказываются относительно холодными. В то же время через поверхности отопительных устройств в помещение непрерывно подается тепло, вследствие чего они имеют повышенную температуру.

Таким образом, определенное постоянство температурной обстановки в помещении должно быть выдержано при наличии в нем холодных внутренних поверхностей наружных ограждений и нагретых поверхностей приборов системы отопления.

При наличии холодных и нагретых поверхностей в помещении возникают конвективные потоки воздуха, которые тем интенсивнее, чем больше температура поверхностей отличается от температуры внутреннего воздуха. Ниспадающие холодные потоки от наружных ограждений могут заметно переохладить нижнюю зону помещения, а восходящие потоки нагретого у горячих поверхностей воздуха создают тепловую подушку под потолком помещения.

Инфильтрация наружного воздуха через ограждения и действие нагретых или охлажденных струй воздуха, подаваемых в помещение вентиляционными системами, также вызывают определенную подвижность воздуха в помещении. Нагретые и холодные поверхности являются источниками радиационного нагревания и охлаждения в помещении. Остальные поверхности внутренних ограждений, оборудования и мебели, а также основная масса воздуха являются пассивными участниками процессов теплообмена и образования конвективных потоков.

Интенсивные потоки холодного воздуха и потеря тепла излучением, а также чрезмерное количество излучаемого тепла создают у людей, находящихся в помещении, ощущение неприятного переохлаждения или

---

[1] Система кондиционирования микроклимата включает в себя комплекс средств по обеспечению заданных метеорологических условий в помещениях, т. е. системы отопления, охлаждения, вентиляции, кондиционирования воздуха, и конструктивно-планировочные мероприятия по защите помещения от внешних климатических воздействий. Этот собирательный термин, в котором в настоящее время имеется большая необходимость, в нашей технической литературе еще не установился. В немецких, английских изданиях используются термины «климатехника», «климатизация» и др.

перегревания. При определенных условиях такая обстановка может привести к простудным и другим заболеваниям.

Температура наружного воздуха непрерывно изменяется, в связи с чем изменяются температура поверхностей ограждений и нагревательных приборов, интенсивность конвективных токов. Наибольшие разности температуры в помещении наблюдаются в суровые периоды зимы. Если защита наружных ограждений и тепловая мощность системы отопления обеспечат удовлетворительные внутренние условия в этот отрезок времени, то они смогут при соответствующем регулировании поддержать необходимые условия в помещении и в течение всего остального холодного периода года.

Поэтому, решая задачу отопления здания, необходимо рассчитать ограждения и обогревающие устройства так, чтобы они обеспечили требуемые тепловые условия в обслуживаемой зоне помещений, прежде всего в наиболее суровый период зимы, который в связи с этим считается расчетным.

При изложении данного материала имеется в виду, что читатель знаком с основами теплопередачи и строительной теплофизики (в учебном плане специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» предусмотрена именно такая последовательность изучения дисциплин), ему известны частные вопросы теплопередачи через ограждения, теплообмена и комфортности тепловой обстановки в помещении, нестационарной теплопередачи, выбора расчетных условий и т. д. Поэтому в данной главе материал расположен в логической последовательности, отвечающей необходимости лаконичного освещения всей совокупности вопросов теплового режима здания в холодный период года, которая является теплофизической основой техники отопления и которую необходимо знать, приступая к изучению отдельных элементов, выбору схем, методов проектирования и расчета систем отопления.

§ 9. ТЕПЛОВАЯ ОБСТАНОВКА И УСЛОВИЯ КОМФОРТНОСТИ ДЛЯ ЧЕЛОВЕКА В ПОМЕЩЕНИИ

В жилых, общественных и промышленных зданиях требуется поддерживать необходимые для людей и производственных процессов метеорологические условия — определенный микроклимат.

Защита ограждений от наружных климатических воздействий недостаточна для круглогодичного обеспечения необходимых условий в помещении. Эти условия могут быть созданы искусственно, например зимой работой системы отопления.

Основное требование к микроклимату — поддержание условий, благоприятных для находящихся в помещении людей.

В организме человека постоянно вырабатывается тепло, которое должно быть отдано окружающей среде. Поддержание постоянной температуры организма около 36,6° С обеспечивает физиологическая система терморегуляции. Напряжение системы терморегуляции сказывается на самочувствии и работоспособности человека.

В зависимости от физиологического и эмоционального состояния человека, его одежды, возраста, степени физической тяжести выполняемой работы и индивидуальных особенностей количество отдаваемого в окружающую среду тепла может быть различным.

В спокойном состоянии организм взрослого человека вырабатывает и отдает окружающей среде около 120 Вт (~100 ккал/ч), при тяжелой

работе — до 470 (~400), а при максимальных кратковременных нагрузках — до 1000 Вт (~900 ккал/ч).

Степень физической тяжести выполняемой человеком работы условно определяют по интенсивности тепловыделения и считают незначительной работу, при которой тепловыделения составляют до 140 Вт (120 ккал/ч), легкой до 175 (150), средней до 290 (250) и тяжелой свыше 290 Вт (250 ккал/ч)

Если теплопродукция не равна отдаче тепла, то наблюдается накопление или дефицит тепла, приводящие к перегреву или переохлаждению организма. Система терморегуляции позволяет в определенных пределах обеспечивать баланс тепла, но ее возможности довольно ограничены.

Отдача тепла с поверхности тела человека происходит излучением (окружающим поверхностям помещения), конвекцией (воздуху) и в результате затрат тепла на испарение влаги (пота).

При обычных условиях в спокойном состоянии человек приблизительно половину тепла теряет излучением, четверть — конвекцией и четверть — испарением. При тяжелой работе основная доля теряемого тепла приходится на испарение влаги (см. рис. I.2).

Интенсивность отдачи тепла человеком зависит от тепловой обстановки в помещении, которая характеризуется температурой воздуха $t_в$, радиационными условиями (радиационной температурой t_R и температурой $\tau_п$, размерами и расположением нагретых и охлажденных поверхностей), а также подвижностью $v_в$ и влажностью $\varphi_в$ внутреннего воздуха.

Комфортными (зона комфорта) или **оптимальными** считаются такие сочетания этих показателей микроклимата, при которых сохраняется тепловое равновесие в организме человека и отсутствует напряжение в его системе терморегуляции.

Допустимыми являются такие метеорологические условия, при которых возникает незначительная напряженность системы терморегуляции и отмечается небольшая дискомфортность для человека тепловой обстановки в помещении.

Деятельность человека обычно связана с определенной частью объема помещения. Эту часть называют обслуживаемой или рабочей зоной. Требуемые внутренние условия должны быть обеспечены системой отопления и теплозащитой ограждений именно в этой зоне.

Тепловые условия в помещении зависят в основном от температуры воздуха и температуры поверхностей, т. е. определяются его температурной обстановкой. Основное назначение системы отопления сводится к поддержанию во всех помещениях здания в зимний период года заданных температурных условий.

Ощущение температурного комфорта зависит в определенной мере от температуры воздуха и температуры поверхностей, обращенных в помещение. Когда температуры воздуха $t_в$ и поверхностей t_R равны, в помещении имеется температурный уровень или «температура помещения» $t_п$, равная этой температуре. В этих условиях $t_п = t_в = t_R$. Опытами установлено, что для приблизительного соблюдения условий температурного комфорта определенному понижению температуры воздуха должно соответствовать приблизительно такое же повышение температуры поверхностей.

Учитывая наличие такой связи, удобно характеризовать условия в помещении **«температурой помещения»**, понимая под ней такую одинаковую температуру воздуха и поверхностей, при которой теплоотдача

человеком будет такая же, как и при заданных неравных температурах воздуха и поверхностей.

Для наиболее распространенных помещений, с небольшой подвижностью внутреннего воздуха, $t_п$ принимают приблизительно равной среднеарифметическому значению $t_в$ и t_R.

Температурную обстановку в помещении можно определить двумя условиями комфортности.

Первое условие комфортности температурной обстановки устанавливает зону сочетаний $t_в$ и t_R, при которых человек, находясь в середине обслуживаемой зоны, не испытывает чувства перегрева или переохлаждения.

Для холодного периода года первое условие записывают в виде:

$$t_R \gtrless 1{,}57 t_п - 0{,}57 t_в \pm 1{,}5, \qquad (II.1)$$

где $t_п$ — соответствует оптимальным условиям при разной интенсивности выполняемой человеком физической работы. При спокойном состоянии человека $t_п$ равна 21—23° С, для помещений, где человек выполняет легкую работу — 19—21, работу средней тяжести — 16—19 и тяжелую работу — 14—16° С.

Уравнение (II.1) определяет осредненную температурную обстановку в помещении. С помощью этого уравнения можно, например, определить, какая должна быть температура воздуха, если известны радиационная температура и назначение помещения. Заметная разница между $t_в$ и t_R возникает при панельном (лучистом) или воздушном (конвективном) отоплении, а также при сильно развитых холодных поверхностях наружных ограждений в помещении.

В других случаях температуры $t_п$, $t_в$ и t_R практически равны. В СНиП в связи с этим регламентируется только одна внутренняя температура — температура воздуха в помещении $t_в$. Для указанных выше помещений, в которых нужно учитывать разность между $t_в$ и t_R, нормируемую внутреннюю температуру следует принимать в качестве температуры помещения.

Кроме общего теплового баланса, на тепловое самочувствие человека влияют условия, в которых находятся отдельные части тела. Особенно существенно сказываются на ощущении комфортности обстановки тепловые условия, в которых находятся голова и ноги человека. Голова человека чувствительнее к радиационному перегреву и переохлаждению, а для ног важны температура поверхности пола, с которой они непосредственно соприкасаются, и наличие холодных потоков воздуха вдоль пола.

Второе условие комфортности температурной обстановки определяет допустимые температуры нагретых и охлажденных поверхностей при нахождении человека на границах обслуживаемой зоны помещения, т. е. в непосредственной близости от этих поверхностей.

Для предупреждения радиационного перегрева или переохлаждения головы человека поверхности потолка и стен могут быть нагреты до допустимой температуры

$$\tau_{наг}^{доп} \leqslant 19{,}2 + \frac{8{,}7}{\varphi} \qquad (II.2)$$

или охлаждены до температуры

$$\tau_{охл}^{доп} \geqslant 23 - \frac{5}{\varphi}, \qquad (II.3)$$

где φ — коэффициент облученности от поверхности элементарной площадки на голове человека в сторону соответственно нагретой или охлажденной поверхности.

Допустимая температура нагретого пола принимается равной 22—34° С в зависимости от назначения и особенностей режима работы помещения. Температура холодного пола зимой может быть ниже температуры воздуха максимально на 2—2,5° С. Следует иметь в виду, что тепловое ощущение человека и потери тепла ногами зависят не только от температуры, но и от свойства теплоусвоения покрытия пола, о котором будет сказано ниже.

§ 10. ОБЕСПЕЧЕННОСТЬ РАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЙ

Расчетные тепловые условия в помещении принимают в зависимости от функционального назначения и санитарно-гигиенических требований. Для большинства жилых и общественных зданий эти условия выбираются приблизительно на одном уровне. В промышленных производствах можно выделить несколько групп помещений, условия в которых назначаются приблизительно одинаковыми.

Однако, кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих диапазон внутренних условий, который обычно должен быть выдержан в течение отопительного сезона, во всех случаях важной является степень обеспеченности поддержания заданных внутренних условий. Обеспеченность определяет, как часто или насколько продолжительными могут быть отклонения внутренних условий от заданных расчетных.

Такие здания, как больницы, родильные дома, детские ясли, а также некоторые цехи с строгими технологическими режимами требуют высокой степени обеспеченности расчетных условий. Заданные параметры в них должны выдерживаться при любых погодных условиях, какие только могут быть в районе строительства. В зданиях общего назначения (жилые дома, общежития, залы музеев, книгохранилища и т. д.) возможны разовые кратковременные отклонения от расчетных условий. В зданиях, периодически функционирующих, с кратковременным пребыванием людей (торговые и выставочные залы, залы ожидания для пассажиров и др.) степень обеспеченности расчетных внутренних условий может быть еще более низкой.

Таким образом, для помещений различного назначения должны быть заданы не только расчетные внутренние условия, но и показатели степени их обеспеченности.

Для того чтобы выполнить определенные требования обеспеченности заданных внутренних условий, необходимо правильно выбрать теплозащитные свойства ограждений, тепловую мощность системы отопления и др. Такой выбор должен быть основан на расчете, в котором определяющими результат являются расчетные наружные условия. Таким образом, требование обеспеченности заданных внутренних условий нужно учитывать при выборе параметров наружного климата.

Наиболее холодные периоды каждой зимы принимают за «случаи» при выборе расчетных зимних наружных параметров, отвечающих определенной степени обеспеченности их появления. В качестве показателя обеспеченности заданных внутренних условий принимают показатель обеспеченности расчетных параметров наружного климата. Обеспечен-

ность условий характеризуется коэффициентом обеспеченности $K_{об}$ Величина коэффициента обеспеченности по числу n случаев $K_{об\ n}$ показывает в долях единицы или процентах число случаев, когда недопустимо отклонение от расчетных условий. Например, если $K_{об\ n}=0,7$, это означает, что только в течение трех зим из десяти (или 15 зим из 50) в периоды наибольших зимних похолоданий могут быть отклонения условий в помещении от расчетных.

Принятые к рассмотрению случаи связаны с определенной продолжительностью во времени, так как они характеризуются параметрами срочных наблюдений, осредненными за сутки или за период другой продолжительности. Поэтому коэффициент обеспеченности характеризует и продолжительность возможных отклонений. Сопоставление наружных расчетных условий, определенных при некотором значении $K_{об}$, с параметрами климата наиболее сурового периода позволяет установить величину и продолжительность наибольшего разового отклонения условий от расчетных.

Обработав результаты метеорологических наблюдений с учетом заданного коэффициента обеспеченности, можно получить все данные о возможных, вызываемых внешними воздействиями отклонениях условий в помещении от расчетных (число отклонений, их общую продолжительность, продолжительность и величину наиболее невыгодного разового отклонения).

В табл. II.1 даются рекомендуемые значения коэффициента обеспеченности $K_{об\ n}$ для зданий и помещений с различными эксплуатационными режимами.

Таблица II.1

Коэффициент обеспеченности расчетных условий для холодного периода года

Характеристика основных помещений (уровень требований)	Коэффициент обеспеченности $K_{об\ n}$
Повышенные санитарно-гигиенические или технологические требования (повышенные П)	~1
Круглосуточное пребывание людей или постоянный технологический режим (высокие В)	0,9
Ограниченное во времени пребывание людей (средние С)	0,7
Кратковременное пребывание людей (низкие Н)	0,5

Влияние наружного климата на тепловой режим ограждений и помещений является комплексным Оно определяется совместным действием нескольких метеорологических параметров, которые раздельно наблюдаются метеорологами. При расчете передачи тепла через ограждения их действие необходимо учитывать совместно. Для зимы определяющими параметрами климата являются температура наружного воздуха $t_н$ и скорость ветра $v_н$. В некоторых расчетах дополнительно должны учитываться относительная влажность $\varphi_н$ и энтальпия $I_н$ наружного воздуха, а также солнечная радиация, направление ветра, осадки и пр.

Некоторые из этих параметров связаны между собой, и изменение одного из них сопровождается определенным изменением другого. Например, похолодание для большинства континентальных районов связано обычно с понижением скорости ветра.

Для зимнего периода задача определения расчетных наружных условий в основном сводится к установлению расчетного сочетания зависимых событий $t_н$ и $v_н$ с учетом заданного коэффициента обеспеченности.

§ 11. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАРУЖНОГО КЛИМАТА ХОЛОДНОГО ПЕРИОДА ГОДА

При выборе расчетных наружных характеристик для холодного периода года необходимо исходить из следующих предпосылок.

Расчетные параметры климата должны быть общими для расчета всех составляющих теплового режима (теплозащиты ограждений, потерь тепла и пр.), так как они отражают единый процесс обмена тепла в помещении. Они должны определяться с учетом коэффициента обеспеченности и быть достаточными для расчета нестационарной теплопередачи через ограждения, характерной для расчетных условий.

Таблица II.2

Характеристики климата холодного периода года для Москвы при разных коэффициентах обеспеченности

Коэффициент обеспеченности $K_{обп}$	Расчетные характеристики климата			
	$t_{н.о}$, °C	$A_{t_н}$, °C	$\Delta z_{рп}$, суток	$v_н$, м/с
0,98	—26,4	15,8	3	2,6
0,9	—21,5	14,9	3	3
0,7	—17,2	14,6	3	3,4
0,5	—13,9	15,8	3	3,8

Основным показателем холодного периода года является изменение $t_н$. Как известно, зимы заметно отличаются в разных районах и в отдельные годы. Но в видимой хаотичности есть довольно устойчивая закономерность в постоянном понижении температуры по мере приближения к наиболее холодному периоду. В это время четко обозначается (на фоне устойчивых зимних температур) период резкого похолодания. Для ряда климатических пунктов с учетом различных коэффициентов обеспеченности построены расчетные кривые изменения температуры наружного воздуха в период резкого похолодания. Эти кривые для разных районов имеют характерную и близкую по очертанию форму (рис. II.1): сравнительно медленное равномерное понижение температуры до начала периода резкого похолодания, затем резкое понижение температуры с последующим повышением. При медленном понижении температуры, как это наблюдается на начальном участке кривой, распределение температуры в сечении ограждения в каждый момент времени практически соответствует стационарному. При быстром похолодании процесс теплопередачи через ограждение становится нестационарным и для его расчета нужно иметь полную характеристику изменения температуры. В период резкого похолодания расчетные кривые для разных географических пунктов и при разных коэффициентах обеспеченности могут быть определены тремя параметрами: температурой начала периода резкого похолодания $t_{н.о}$, амплитудой $A_{t_н}$ изменения температуры в этот период от $t_{н о}$ до минимальной температуры $t_{н.мин}$: $At_н = t_{н.о} - t_{н.мин}$ и продолжительностью периода резкого похолодания $\Delta z_{р:п}$ (время понижения температуры от $t_{н.о}$ до $t_{н:мин}$). Эти показатели, как пример для Москвы, при разных $K_{об\,п}$ приведены в табл. II.2.

Данные для Москвы характерны тем, что $\Delta z_{р.п}$ и $A_{t_н}$ практически не зависят от коэффициента обеспеченности и могут быть приняты постоянными $\Delta z_{р.п} = 3$ суток, $A_{t_н} = 15°$ С.

Для получения расчетных скоростей ветра необходимо иметь наиболее невыгодные сочетания $t_н$ и $v_н$, так как эта зависимость определяет

наибольшие скорости, которые наблюдались при различных температурах. Зависимость $v_н = f(t_н)$ для Москвы на высоте h от поверхности земли имеет вид:

$$v_н = 8 + 0,143\,t_н + 0,03\,(h - 2). \qquad (II.4)$$

В пределах города, как показывают измерения, скорость ветра, начиная с 2 м от поверхности земли, возрастает с высотой практически по линейному закону. В частности, для Москвы на каждый метр высоты скорость увеличивается в среднем на 0,03 м/с. Значения $v_н$ для Москвы

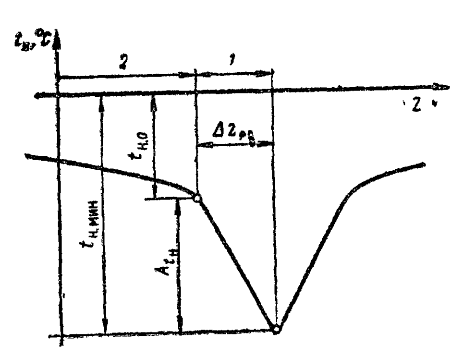


Рис II.1. Расчетная кривая изменения температуры наружного воздуха в период резкого похолодания

1 — период резкого похолодания, *2* — период устойчивых зимних температур

на высоте 2 м от поверхности земли, определенные для средней температуры периода резкого похолодания и разных коэффициентов обеспеченности, приведены в табл. II.2. Эти значения скоростей являются расчетными.

В СНиП приняты два значения расчетной наружной температуры для каждого географического пункта: средняя температура наиболее холодных суток $t_{н1}$ и средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_{н5}$. Эти температуры определены по восьми суровым зимам за последние пятьдесят лет, т. е. в нормативной методике с учетом принятого ряда метеорологических данных заложен коэффициент обеспеченности 0,92. Выбор расчетной температуры для теплотехнического расчета ограждений по нормам зависит от степени тепловой массивности ограждения В качестве показателя тепловой массивности ограждения принята величина D, рассчитанная для колебаний с периодом $T = 24$ ч (см. § 14). Расчетная наружная температура принимается в зависимости от D:

D	<4	4—7	>7
$t_н$	$t_{н1}$	$\dfrac{t_{н1} + t_{н5}}{2}$	$t_{н5}$.

Теплопотери помещений для определения тепловой мощности системы отопления рассчитывают независимо от массивности ограждений при $t_{н5}$.

Расчетная скорость ветра по СНиП принимается равной максимальной скорости из средних скоростей ветра по румбам (по разным направлениям) за январь, повторяемость которых составляет 16% и более, с корректировкой на высоту здания.

Отопление в течение всего холодного периода года должно обеспечивать расчетные внутренние условия. Продолжительность отопительного сезона зависит от географического месторасположения и от соотношения

составляющих теплового баланса здания. Начало и конец работы системы отопления связаны с дефицитом (недостатком) тепла в тепловом балансе помещений. Годовые затраты тепла на отопление зависят от продолжительности $\Delta z_{о.с}$. и средней температуры $t_{о.с}$ отопительного сезона, т. е. определяются градусо-днями периода, когда наружная температура устойчиво становится ниже температуры начала и конца отопительного сезона. На рис. II.2 приведена схема определения параметров отопительного сезона.

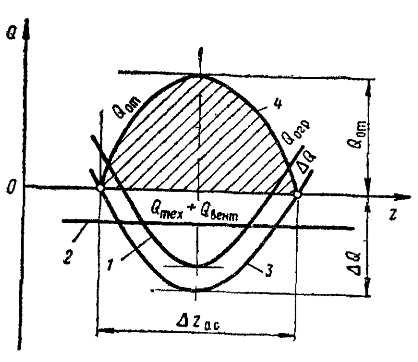


Рис. II.2. Схема определения параметров отопительного сезона

1 — теплопотери через ограждения, *2* — технологические и вентиляционные теплопоступления; *3* — дефицит тепла; *4* — затраты тепла на отопление

Продолжительность стояния дней с определенной температурой неодинакова (см. рис. I.1). Особенно устойчивыми оказываются погодные условия, когда наружная температура поднимается к нулю. Дней с низкой температурой, близкой к расчетной, сравнительно мало.

На тепловой баланс помещений, а следовательно на режим работы системы отопления, существенное влияние оказывает солнечная радиация, что необходимо учитывать при выборе схем и режима регулирования отопления. Особенно важно учитывать влияние солнечной радиации в весенний период в средних и южных районах страны, а также при режиме пофасадного регулирования систем.

Наружный воздух в результате инфильтрации через проемы и неплотности ограждений попадает в здание, поэтому изменение его энтальпии и влажности следует принимать во внимание при проектировании систем обеспечения заданного теплового режима здания.

В то же время для многих зданий, особенно жилых и общественных, составляющие теплового баланса оказываются близкими, поэтому в нормах начало отопительного сезона для всех зданий принято одинаковым, соответствующим $+8°$ С. Значения $t_{о.с}$ и $\Delta z_{о.с}$ для разных географических пунктов приведены в таблицах расчетных характеристик наружного климата СНиП.

§ 12. ТЕПЛООБМЕН НА НАГРЕТОЙ И ОХЛАЖДЕННОЙ ПОВЕРХНОСТЯХ В ПОМЕЩЕНИИ И НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ ЗДАНИЯ

1. ТЕПЛООБМЕН НА ПОВЕРХНОСТЯХ В ПОМЕЩЕНИИ

Отопительные устройства обычно имеют нагретую поверхность, от которой тепло передается помещению (исключение составляют воздушные системы отопления, в которых тепло подается в помещение с нагре-

тым воздухом). Поверхность наружных ограждений охлаждена, и через нее помещение теряет тепло. Поэтому важной составляющей, формирующей тепловой режим помещения, является теплообмен на нагретой и охлажденной поверхностях.

Количество тепла, которое воспринимает или отдает поверхность в результате сложного лучисто-конвективного теплообмена в помещении, равно количеству тепла, которое передается к поверхности или отводится от нее теплопроводностью через толщу материала конструкции. Баланс тепла на поверхности соблюдается в стационарных и в нестационарных условиях

Уравнение теплового баланса, например, поверхности 1, обращенной в помещение и имеющей температуру τ_1, записывают в виде:

$$\alpha_{л1}\left(\tau_1 - t_R\right) + \alpha_{к1}\left(\tau_1 - t_в\right) + k_1'\left(\tau_1 - t_{ср1}\right) = 0, \tag{II.5}$$

где $\alpha_{л1}$ — коэффициент лучистого теплообмена, равный:

$$\alpha_{л1} = C_0\, \varepsilon_{пр\,1-R}\, \varphi_{1-R}\, b_{1-R}; \tag{II.6}$$

C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$\varepsilon_{пр,1-R}$ — приведенный для теплообменивающих поверхностей коэффициент относительного излучения;

φ_{1-R} — коэффициент облученности со стороны поверхности 1 в сторону остальных поверхностей, имеющих температуру t_R;

b_{1-R} — температурный коэффициент;

t_R — радиационная температура помещения, определенная относительно поверхности 1;

$$t_R = \Sigma\, \varphi_{1-i}\, \tau_i; \tag{II.7}$$

φ_{1-i} — коэффициент облученности с поверхности 1 на поверхность i, имеющую температуру τ_i;

α_{k1} — коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м²·К)·[ккал/(ч·м²·°С)], равный:

$$\alpha_{к1} = \beta_к \sqrt[3]{(\tau_1 - t_в) + 60\,\frac{v_в^{\,2}}{l}} \pm \frac{1}{2}\, jc; \tag{II.8}$$

$\beta_к$ — численный коэффициент, равный в условиях помещения для вертикальных поверхностей 1,66 (1,43); для горизонтальных поверхностей: при потоке тепла сверху вниз — 1,16 (1,0), при потоке тепла снизу вверх — 2,16 (1,86);

$v_в$ — общая подвижность воздуха в помещении;

l — характерный размер поверхности;

jc — теплоемкость потока воздуха, фильтрующегося через поверхность с интенсивностью j;

c — массовая теплоемкость воздуха;

k_1' — коэффициент теплопередачи от поверхности 1 до внешней среды с температурой $t_{ср1}$, от которой или к которой идет поток тепла через поверхность.

Для определения плотности потока тепла на поверхности $q_{л+к}$ обычно используют общий коэффициент теплообмена $\alpha_{в1}$ без разделения на лучистую и конвективную составляющие:

$$q_{л+к} = \alpha_{в1}\left(\tau_1 - t_п\right). \tag{II.9}$$

Приравняв первых два слагаемых уравнения (II.5) к правой части уравнения (II.9,) получим значение $\alpha_{в1}$ в виде:

$$\alpha_{в1} = \alpha_{л1} \frac{\tau_1 - t_R}{\tau_1 - t_п} + \alpha_{к1} \frac{\tau_1 - t_в}{\tau_1 - t_п}. \qquad (II.10)$$

Если в помещении $t_п = t_в = t_R$, то

$$\alpha_{в1} = \alpha_{л1} + \alpha_{к1}. \qquad (II.11)$$

Зависимость $\alpha_в$ по (II.11) от разности температур $\Delta t = \tau_1 - t_п$ для плоских поверхностей, различно расположенных в помещении, приведена на рис. II.3.

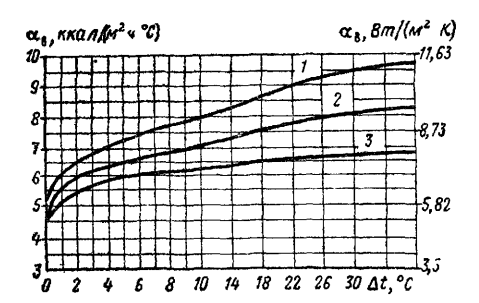


Рис. II.3. Зависимость коэффициента теплообмена $\alpha_в$ для плоской нагретой поверхности, различно расположенной в помещении, от разности температур

1 — в плоскости пола; *2* — стен; *3* — потолка

Температура воздуха часто заметно изменяется по высоте помещения. Вдоль пола может стелиться холодный воздух, а под потолком образовываться «тепловая подушка». Интенсивность конвективного теплообмена на поверхностях по высоте помещения будет различной. Лучистый обмен теплом также зависит от расположения рассматриваемой поверхности относительно остальных нагретых и охлажденных поверхностей. Эти особенности следует иметь в виду и для правильного расчета сложного теплообмена использовать полную систему уравнений теплообмена в помещении, подробно рассмотренную в курсе «Строительная теплофизика».

При проектировании отопления помещения прежде всего выбирают обогревающее устройство, которое по характеру передачи тепла помещению может быть:

лучистым — со слабо нагретой сильно развитой плоской поверхностью в виде панели, расположенной в плоскости одного из ограждений;

конвективным — с подачей в помещение подогретого воздуха или подогревом внутреннего воздуха сильно оребренными поверхностями отопительного устройства, расположенного в помещении;

лучисто-конвективным — с отопительными приборами, которые приблизительно в одинаковой мере передают тепло поверхностям в помещении — излучением и внутреннему воздуху — конвекцией.

Наиболее общим является решение отопления помещения с использованием обогревающей поверхности. Недостаток тепла в помещении в этом случае компенсируется теплоотдачей нагретой поверхности отопительного прибора $Q_п$. Температурная обстановка в помещении при этом должна удовлетворять двум условиям комфортности. В результате расчет поверхности обогрева помещения состоит в решении системы (II.12), в которую наряду с уравнениями теплового баланса помещения

(II.12 а) и теплообмена на нагретой поверхности (II.12 б) входят неравенства (II.12 в, г), определяющие требования двух условий комфортности:

$$\Sigma Q_i + Q_п = 0; \qquad (II.12а)$$

$$Q_п = [\alpha_{л.п}(\tau_п - \tau_{н.о}) + \alpha_{к.п}(\tau_п - \tau_в)]\, F_п; \qquad (II.12б)$$

$$t_R \geqslant 1{,}57\, t_п - 0{,}57\, t_в \pm 1{,}5; \qquad (II.12в)$$

$$\tau_п \leqslant \tau_{наг}^{доп}; \ \ \tau_{н.о} \geqslant \tau_{охл}^{доп}. \qquad (II.12г)$$

Искомыми при решении системы являются или площадь нагревательной поверхности $F_п$ при заданной температуре поверхности $\tau_п$ и других условиях, или температура поверхности $\tau_п$ при заданной площади $F_п$, или варьируемые положение, форма, радиационные свойства нагревательной поверхности в помещении.

В уравнении теплообмена (II.12 б) составляющая лучистого теплообмена (первое слагаемое) записана относительно разности температуры нагревательной поверхности и осредненной температуры внутренней поверхности теплотеряющих наружных ограждений ($\tau_п$—$\tau_{н.о}$), поэтому

$$\alpha_{л.п} = C_0\, \varepsilon_{пр.п—н.о}\, \Phi_{п—н.о}\, b_{п—н.о}, \qquad (II.13)$$

где индексы «п.—н.о» относятся ко всем величинам, характеризующим условия теплообмена между панелью «п» и наружным ограждением «н.о», а $\Phi_{п-н.о}$ является коэффициентом полной облученности с нагретой поверхности на поверхность наружных ограждений.

При конвективном отоплении недостаток тепла ΣQ_i компенсируется подачей в помещение тепла $Q_в$ с перегретым (относительно $t_в$) воздухом:

$$Q_в = Lc\rho\,(t_{пр} - t_в). \qquad (II.14)$$

В (II.14) неизвестными могут быть температура приточного воздуха $t_{пр}$ или количество воздуха L. В конечном итоге должна быть определена площадь нагревательной поверхности обогревающего устройства в помещении или калориферной установки системы воздушного отопления.

2. ТЕПЛООБМЕН НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ ЗДАНИЯ

Теплообмен на наружной поверхности ограждений в основном определяется направлением и скоростью ветра. Поверхность здания, наряду с конвективным теплообменом с наружным воздухом, излучением отдает тепло поверхности земли, окружающим зданиям, небосводу, а также получает тепло в результате непосредственного облучения солнцем.

Температура окружающей здание среды неодинакова; в безоблачные дни температура небосвода может быть на десятки градусов ниже температуры приземного слоя воздуха. Учитывая сложность условий теплообмена и малую долю излучения в общем теплообмене на наружной поверхности, температуру окружающей здание среды обычно принимают равной температуре наружного воздуха.

Тепловой поток от наружной поверхности здания к окружающей среде принимают равным:

$$q_н = \alpha_н\,(\tau_н - t_н), \qquad (II.15)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности, имеющей температуру $\tau_н$.

Величина $\alpha_н$ принимается равной для вертикальных поверхностей

$$\left.\begin{aligned} \alpha_н &= 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{v_н}\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)} \\ \left[\alpha_н \right.&\left.= 5 + 10\sqrt{v_н}\ \text{ккал/(м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{С)}\right]; \end{aligned}\right\} \quad (II.16)$$

для горизонтальных

$$\left.\begin{aligned} \alpha_н &= 8{,}7 + 2{,}6\,v_н \\ (\alpha_н &= 7{,}5 + 2{,}2\,v_н), \end{aligned}\right\} \quad (II.17)$$

где $v_н$ — скорость ветра, м/с.

Непосредственное облучение поверхности солнечными лучами учитывают введением условной наружной температуры $t_{н.усл}$ (повышением температуры воздуха $t_н$ на величину эквивалентной солнечному облучению добавки $\Delta t_р$).

$$t_{н.усл} = t_н + \Delta t_р = t_н + \frac{\beta_р q}{\alpha_н} \quad (II.18)$$

где $\beta_р$ — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью; q — плотность потока солнечной радиации, падающего на поверхность.

Зимой, когда после сильных морозов наступает потепление, на поверхности массивных ограждений здания выпадает иней. Образование инея сопровождается выделением тепла сублимации (перехода воды из парообразного в твердое состояние), которое изменяет теплопередачу через ограждение аналогично действию поглощенного тепла солнечной радиации [см. формулу (II.18)].

Подобным образом с помощью понятий «условная температура» и «эквивалентная температурная добавка» можно учесть изменение теплообмена при конденсации водяных паров или, наоборот, при испарении влаги с поверхности ограждения.

§ 13. СТАЦИОНАРНАЯ ПЕРЕДАЧА ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Переход тепла из помещения к наружной среде через ограждение является сложным процессом теплопередачи.

Внутренняя поверхность наружного ограждения обменивается теплом с помещением (см. п. 1 § 12). Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности равно $R_в = 1/\alpha_в$.

Наружная поверхность отдает тепло наружному воздуху, окружающим поверхностям и небосводу (см. п. 2 § 12). Сопротивление теплообмену на наружной поверхности ограждения равно $R_н = 1/\alpha_н$.

В условиях установившегося температурного состояния, т. е. когда температуры и другие параметры процесса остаются неизменными во времени, тепло транзитом проходит из помещения через внутреннюю поверхность и толщу ограждения к его наружной поверхности и отдается наружной среде. При этом из условия сохранения энергии количество тепла, прошедшее через внутреннюю поверхность ограждения, равно количеству тепла, проходящему через толщу ограждения, и количеству тепла, отданному наружной поверхностью (рис. II.4, *а*).

Тепло последовательно преодолевает сопротивление теплообмену на внутренней поверхности $R_в$, теплопроводности материала ограждения $R_т$ и теплообмену на наружной поверхности $R_н$, поэтому общее сопротивление теплопередаче ограждения $R_о$ равно сумме этих сопротивлений:

$$R_о = R_в + R_т + R_н. \tag{II.19}$$

Если многослойное ограждение состоит из нескольких плоских слоев материала, расположенных перпендикулярно направлению теплового потока, то сопротивление теплопроводности толщи ограждения равно

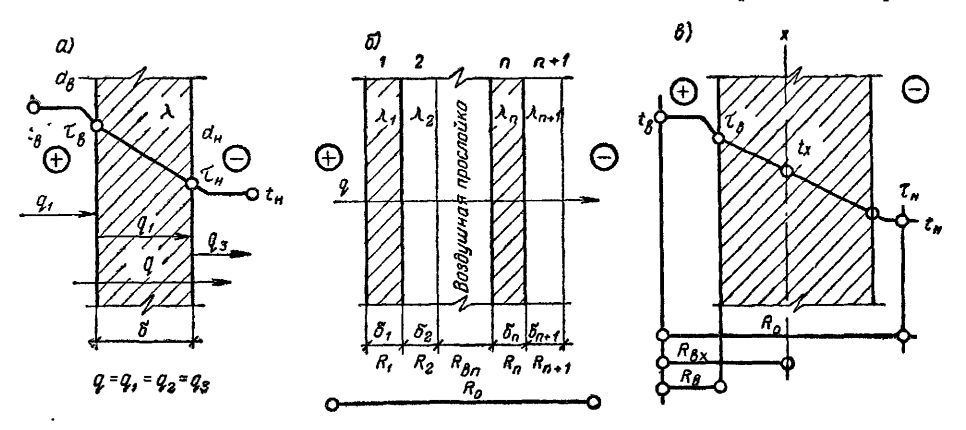


Рис. II.4. Стационарная теплопередача через ограждение

а — однослойное; *б* — многослойное; *в* — определение температуры в произвольном сечении ограждения

сумме сопротивлений теплопроводности отдельных слоев ограждения $R_т = \Sigma R$.

Плоская воздушная прослойка, расположенная в ограждении перпендикулярно направлению теплового потока, также должна быть учтена в этой сумме как дополнительное последовательно включенное сопротивление $R_{вп}$.

Таким образом, в общем случае сложной многослойной конструкции с воздушной прослойкой (рис. II.4, *б*) сопротивление теплопередаче ограждения равно:

$$R_о = R_в + \Sigma R + R_{в.п} + R_н. \tag{II.20}$$

Коэффициент теплопередачи ограждения k — величина, обратная его сопротивлению теплопередаче — в общем случае равен:

$$k = \frac{1}{R_о} = \frac{1}{1/\alpha_в + \Sigma\,\delta/\lambda + R_{в.п} + 1/\alpha_н}, \tag{II.21}$$

где δ и λ — толщина и коэффициент теплопроводности отдельных материальных слоев в ограждении.

Сложнее рассчитать передачу тепла через ограждение, материал которого неоднороден в направлении, параллельном тепловому потоку. В этом случае нарушается одномерность температурного поля и для точного расчета необходимо решение сложного двухмерного температурного поля.

Если ограждение разбить на отдельные площади, в пределах которых конструкция однородна в направлении теплового потока, и условно считать, что в пределах каждой такой площади сохраняется одномерность температурного поля, то можно сопротивление теплопроводности толщи ограждения определить формулой

$$R_{\text{т}} = \frac{\Sigma F_n}{\Sigma F_n/R_n}, \tag{II.22}$$

где F_n — отдельные площади ограждения, в пределах которых конструкция однородна в направлении теплового потока;

R_n — сопротивление теплопроводности толщи ограждения в пределах этой площади.

Когда конструкция ограждения состоит из неоднородных материалов как в параллельном, так и в перпендикулярном тепловому потоку направлениях, а толщина слоев и стороны отдельных площадей одного порядка, пользуются условным нормативным расчетным методом (см. пример II.1).

Для решения многих инженерных задач нужно не только определять количество тепла, проходящего через ограждение, но и устанавливать распределение температуры на поверхностях и в его толще.

Из рассмотрения уравнений теплопередачи, а также в связи с электротепловой аналогией установлено, что падение температуры на каждом термическом сопротивлении, если оно расположено в ряду последовательно соединенных сопротивлений, составляющих общее термическое сопротивление ограждения, пропорционально его величине. Поэтому, например, перепад температуры между воздухом помещения и внутренней поверхностью ограждения равен:

$$\frac{t_{\text{в}} - \tau_{\text{в}}}{R_{\text{в}}} = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}{R_{\text{о}}}. \tag{II.23}$$

Температура на внутренней поверхности ограждения равна:

$$\tau_{\text{в}} = t_{\text{в}} - \frac{R_{\text{в}}}{R_{\text{о}}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \tag{II.24}$$

Рассуждая аналогичным образом, получаем, что температура в любом произвольно принятом сечении x (рис. II.4, *в*) может быть определена по формуле

$$t_x = t_{\text{в}} - \frac{R_{\text{в}-x}}{R_{\text{о}}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \tag{II.25}$$

где $R_{\text{в}-x}$ — сопротивление теплопередаче от внутреннего воздуха до сечения x.

Пример II.1. Требуется произвести теплотехнический расчет наружной стены, изображенной на рис. II.5, и установить значения ее сопротивления теплопередаче R_0 коэффициента теплопередачи k, а также величины теплового потока q, температуры на внутренней $\tau_{\text{в}}$ и наружной $\tau_{\text{н}}$ поверхностях ограждения при $t_{\text{н}} = -26$ °С и $t_{\text{п}} = 18$ °С.

По табл. 1 и 2 (СНиП II-А.7-71) определяем коэффициенты теплопроводности материалов стены.

Кладка из обыкновенного глиняного обожженного кирпича на легком растворе ($\rho_{\text{кл}} = 1700$ кг/м^3; $\lambda_{\text{кл}} = 0{,}755$ Вт/(м·К) [0,65 ккал/(ч·м·°С)].

Засыпка доменным гранулированным шлаком $\rho_{\text{шл}} = 500$ кг/м^3; $\lambda_{\text{шл}} = 0{,}163$ Вт/(м·К) (0,14).

Известковая штукатурка: на наружной поверхности $\rho_{шт}=1600$; $\lambda_{шт}=0{,}87$ (0,75), на внутренней поверхности $\rho_{шт}=1600$, $\lambda_{шт}=0{,}7$ (0,6).

Коэффициенты теплоперехода (см. табл. 4 и 5 СНиП II-А.7-71) $\alpha_в=8{,}7$ Вт/(м²·К) [7,5 ккал/(ч·м²·°С)], $\alpha_н=23{,}3$ (20).

Ограждение неоднородно по материалу в направлениях, параллельном и перпендикулярном тепловому потоку, поэтому расчет производим в такой последовательности.

I. Определяем термическое сопротивление ограждения от его внутренней до наружной поверхности $R_т$. Для этого разбиваем ограждение на характерные зоны в направлениях, параллельном и перпендикулярном тепловому потоку. Зоны, параллельные потоку, обозначены на рис. II.5 римскими цифрами *I* и *II*, зоны (слои), перпендикулярные потоку, обозначены арабскими цифрами *1*, *2*, *3*. В пределах каждой зоны и слоя имеется однородность материала в направлении, перпендикулярном тепловому потоку.

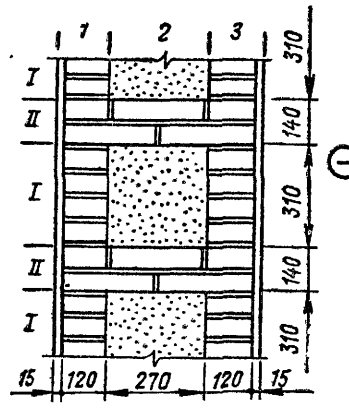


Рис. II.5. Конструкция неоднородного наружного ограждения

а) Определяем $R_{т\perp}$ м²·К/Вт(м²·°С·ч/ккал), которое равно сумме сопротивлений слоев *1*, *2* и *3*:

$$R_{т\perp}=R_1+R_2+R_3=0{,}176+0{,}775+0{,}181==1{,}132(1{,}32);$$

$$R_1=\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}+\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}=\frac{0{,}015}{0{,}87}+\frac{0{,}12}{0{,}755}=0{,}176\ (0{,}205).$$

Здесь $\delta_{шт}$, $\delta_{кл}$ и $\lambda_{шт}$, $\lambda_{кл}$ — толщины наружной штукатурки и части кладки в пределах слоя *1* и их коэффициенты теплопроводности. В пределах слоев *2* и *3*

$$R_2=(F_I+F_{II})\frac{1}{\dfrac{F_I}{R_{I,1}}+\dfrac{F_{II}}{R_{II,1}}}=$$

$$=(0{,}31+0{,}14)\frac{1}{\dfrac{0{,}31}{1{,}66}+\dfrac{0{,}14}{0{,}358}}=0{,}775\ (0{,}905);$$

$$R_{I,1}=\frac{\delta_{шл}}{\lambda_{шл}}=\frac{0{,}27}{0{,}163}=1{,}66\ (1{,}93);$$

$$R_{II,2}=\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}=\frac{0{,}27}{0{,}755}=0{,}358\ (0{,}416);$$

$$R_3=\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}+\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}=\frac{0{,}12}{0{,}755}+\frac{0{,}015}{0{,}7}=0{,}181\ (0{,}21).$$

б) Определяем $R_{т\parallel}$, которое равно сумме проводимостей зон *I* и *II*:

$$R_{т\parallel}=(F_I+F_{II})\frac{1}{\dfrac{F_I}{R_I}+\dfrac{F_{II}}{R_{II}}}=(0{,}31+0{,}14)\frac{1}{\dfrac{0{,}31}{2{,}02}+\dfrac{0{,}14}{0{,}715}}=1{,}28\ (1{,}49).$$

$$R_I=\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}+\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}+\frac{\delta_{шл}}{\lambda_{шл}}+\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}+\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}=$$

$$=\frac{0{,}015}{0{,}87}+\frac{0{,}12}{0{,}755}+\frac{0{,}27}{0{,}163}+\frac{0{,}12}{0{,}755}+\frac{0{,}015}{0{,}7}=2{,}02\ (2{,}345);$$

$$R_{II}=\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}+\frac{\delta_{кл}}{\lambda_{кл}}+\frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}=\frac{0{,}015}{0{,}87}+\frac{0{,}51}{0{,}755}+\frac{0{,}015}{0{,}7}=0{,}715\ (0{,}83).$$

Выше приняты соответствующие обозначения в пределах зон *I* и *II*.

в) Величина $R_т$ в нормативном методе определяется по формуле

$$R_т = \frac{2R_{т\parallel} + R_{т\perp}}{3} = \frac{2 \cdot 1,28 + 1,132}{3} = 1,23\,(1,43).$$

2) Сопротивление теплопередаче ограждения с учетом теплообмена на его внутренней и наружной поверхностях равно:

$$R_о = \frac{1}{\alpha_в} + R_т + \frac{1}{\alpha_н} = \frac{1}{8,7} + 1,23 + \frac{1}{23,3} = 1,39\,(1,613)\ м^2 \cdot К/Вт\ (м^2 \cdot {}^\circ С \cdot ч/ккал).$$

II. Коэффициент теплопередачи ограждения равен:

$$k = \frac{1}{R_о} = \frac{1}{1,39} = 0,72(0,62)\ Вт/(м^2 \cdot К)\ [ккал/ч \cdot м^2 \cdot {}^\circ С].$$

III. Тепловой поток через ограждение равен:

$$q = k\,(t_в - t_н) = 0,72\,[18 - (-26)] = 31,7\,(27,3)\ Вт/м^2\ [ккал/(ч \cdot м^2)].$$

IV. Средние температуры на поверхностях ограждения равны:

$$\tau_в = t_в - (t_в - t_н)\,\frac{R_в}{R_о} = 18 - [18 - (-26)]\,\frac{0,114}{1,39} = 14,4^\circ\ С;$$

$$\tau_н = t_в - (t_в - t_н)\,\frac{R_{в-x}}{R_о} = 18 - [18 - (-26)]\,\frac{1,344}{1,39} = -24,7^\circ\ С;$$

$$R_{в-x} = R_в + R_т = 0,114 + 1,23 = 1,344\,(1,56).$$

§ 14. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЙ

Приведенные в § 13 формулы определяют передачу тепла через ограждения в стационарных условиях, т. е. в условиях, когда очень длительное время (теоретически бесконечно долго) наружная и внутренняя температуры оставались неизменными и система отопления передавала в помещение столько тепла, сколько оно теряло через наружные поверхности ограждений.

Однако такого положения практически никогда не бывает. Температура наружного воздуха непрерывно изменяется, претерпевая сезонные, суточные и другие по продолжительности колебания во времени. Теплоотдача от приборов системы отопления также постоянно изменяется. В связи с этим изменяется температура воздуха, поверхностей толщи ограждений, т. е. имеет место сложный нестационарный тепловой режим.

Взаимосвязь между изменениями температуры и тепловых потоков оказывается сложной еще и потому, что ограждения по-разному реагируют на колебания температуры на их поверхности. У одних ограждений температура толщи изменяется быстро вслед за изменениями температуры наружного или внутреннего воздуха, у других — медленно. Поэтому, например, понижения температуры наружного воздуха через одни ограждения передаются быстрее к их внутренней поверхности, чем через другие. Эти особенности ограждения связаны с их теплоустойчивостью.

Наиболее удобно свойство теплоустойчивости ограждений проследить, изучая их температурный режим при установившихся периоди-

ческих тепловых воздействиях. Действительные периодические колебания температуры или тепловых потоков на границе ограждения часто можно без особой погрешности заменить правильными гармоническими колебаниями или суммой ряда гармоник. Поэтому закономерности правильных периодических воздействий на ограждение имеют прямое практическое приложение.

Теплоустойчивость — свойство ограждения сохранять относительное постоянство температуры при изменениях тепловых воздействий на его поверхностях. Это свойство интересует нас в двух проявлениях:

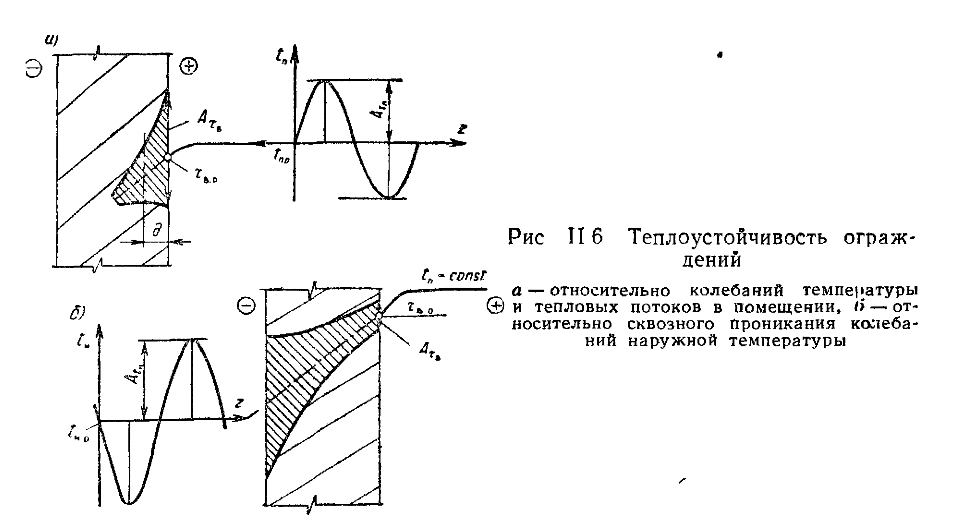


Рис II 6 Теплоустойчивость ограждений

а — относительно колебаний температуры и тепловых потоков в помещении, *б* — относительно сквозного проникания колебаний наружной температуры

относительно колебаний температуры и тепловых потоков в помещении (рис. II.6, *а*);

относительно сквозного проникания колебаний наружной температуры через всю толщу ограждения (рис. II.6 *б*).

1. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЯМ ТЕМПЕРАТУРЫ И ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В ПОМЕЩЕНИИ

Если теплоотдача отопительного прибора или другого источника тепла в помещении будет периодически изменяться (при постоянстве всех остальных составляющих теплового баланса), то в помещении будет наблюдаться периодическое изменение температуры воздуха и поверхностей ограждений. Между колебаниями теплового потока и температуры на поверхности ограждения существует зависимость, которая определяется коэффициентом теплоусвоения поверхности ограждения Y. Величина Y равна отношению амплитуд колебаний теплового потока A_q и температуры A_τ на поверхности

$$Y = \frac{A_q}{A_\tau}. \qquad \text{(II.26)}$$

Если слой резких колебаний ∂ (рис. II.6) заканчивается в пределах первого от поверхности материального слоя ($D_1 > 1$), то Y равняется коэффициенту теплоусвоения материала этого слоя s_1:

$$Y = s_1 = \sqrt{\frac{2\pi\lambda_1 c\rho_1}{T}}. \qquad (II.27)$$

В случае если резкими колебаниями захвачен больше чем один слой от поверхности, то

$$Y = \frac{R_1 s_1^2 + Y_2}{1 + R_1 Y_2}, \qquad (II.28)$$

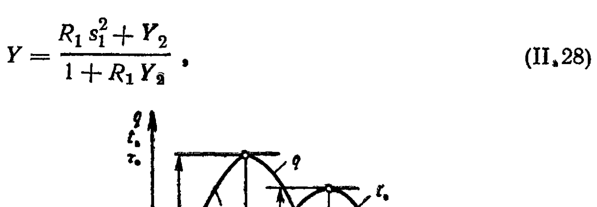


Рис. II.7. Колебания температуры внутренней поверхности ограждения *1* и воздуха *2* под влиянием колебания теплового потока *3*

где R_1, s_1, λ_1, $c\rho_1$ — сопротивление теплопроводности, коэффициент теплоусвоения, коэффициент теплопроводности и объемная теплоемкость материала первого слоя;

Y_2 — коэффициент теплоусвоения ограждения, начиная от поверхности второго материального слоя.

Колебания температуры поверхности отстают во времени от колебаний теплового потока на величину ε_y (рис. II.7). Это отставание (сдвиг по фазе) для толстого однородного ограждения [формула (II.27)] равно:

$$\varepsilon_y = \frac{T}{8}. \qquad (II.29)$$

Изменения теплового потока также связаны с колебаниями температуры воздуха в помещении. Соотношение между изменениями теплового потока, проходящего через поверхность, и температуры воздуха, омывающего эту поверхность, определяется коэффициентом теплопоглощения B:

$$B = \frac{A_q}{A_{t_в}} \approx \frac{1}{\frac{1}{Y} + \frac{1}{\alpha_в}}. \qquad (II.30)$$

Уравнение (II.30) можно переписать в виде:

$$\frac{1}{B} \approx \frac{1}{Y} + \frac{1}{\alpha_в}, \qquad (II.31)$$

из которого следует, что сопротивление теплопоглощению $1/B$ равно сумме сопротивления теплоусвоению $1/Y$ и сопротивления теплообмену на поверхности $1/\alpha_в$.

Изменение температуры воздуха опережает во времени изменение температуры поверхности, но отстает от изменения теплового потока на величину $\varepsilon_в$ (рис. II.7). Это отставание на (0,01—0,06) T меньше ε_y.

2. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ СКВОЗНОМУ ПРОНИКАНИЮ КОЛЕБАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Колебания температуры наружного воздуха вызывают изменения температуры и тепловых потоков в толще и на внутренней поверхности наружного ограждения. По мере удаления от наружной поверхности колебания температуры в толще ограждения уменьшаются по величине и запаздывают во времени (по фазе). Колебания температуры внутренней поверхности непосредственно влияют на теплопотери и радиационную температуру помещения, поэтому ее изменение представляет особый интерес.

Свойство теплоустойчивости сквозному прониканию температурных колебаний характеризуют двумя показателями: затухания ϑ и запаздывания ε.

Показатель сквозного затухания амплитуды колебания температуры ϑ определяет, во сколько раз амплитуда изменения температуры на внутренней поверхности ограждения $A_{\tau_в}$ меньше амплитуды колебания наружной температуры $A_{t_н}$. Приближенная формула для расчета ϑ имеет вид:

$$\vartheta = \frac{A_{t_н}}{A_{\tau_в}} \approx 2^D \left(0,83 + 3\,\frac{\Sigma R_i}{D}\right) \beta_{сл}\, \beta_{вп}. \quad (II.32)$$

Величина ϑ зависит от следующих факторов:

1) характеристики тепловой инерции ограждения D:

$$D = \Sigma R_i\, s_i. \quad (II.33)$$

где R_i и s_i — сопротивление теплопроводности и коэффициент теплоусвоения материальных слоев ограждения;

2) сопротивления теплопередаче толщи ограждения ΣR_i;

3) последовательности расположения основных (конструктивного и теплоизоляционного) слоев, которая учитывается поправочным коэффициентом $\beta_{сл}$:

$$\beta_{сл} = 0,85 + 0,15\,\frac{s_2}{s_1}, \quad (II.34)$$

где индексы 1 и 2 у коэффициентов теплоусвоения s определяют последовательность расположения основных слоев в ограждении по ходу температурной волны;

4) наличия в конструкции ограждения воздушной прослойки, которая учитывается поправочным коэффициентом $\beta_{в.п}$:

$$\beta_{в.п} = 1 + 0,5\, R_{в.п}\,\frac{D}{\Sigma R_i}, \quad (II.35)$$

где $R_{в.п}$ — сопротивление теплопередаче воздушной прослойки.

Показатель запаздывания во времени сквозного проникания температурных колебаний ε в основном зависит только от величины D ограждения и равен:

$$\varepsilon \approx (0,113\,D - 0,017)\,T. \quad (II.36)$$

Формулой (II.32) следует пользоваться только при значениях $D \gtrsim 1,5 \div 2$, при меньших значениях D величина ϑ практически равна своему минимально возможному значению:

$$\vartheta \approx \vartheta_{\text{мин}} = \frac{R_о}{R_в}. \tag{II.37}$$

В произвольный момент времени z (начало отсчета соответствует моменту максимума наружной температуры) температура внутренней поверхности наружного ограждения $\tau_в$ может быть определена уравнением

$$\tau_в = \tau_{в.о} + \frac{A_{t_н}}{\vartheta} \cos \frac{2\pi}{T}(z - \varepsilon), \tag{II.38}$$

где $\tau_{в.о}$ — средняя за период T температура внутренней поверхности, равная:

$$\tau_{в.о} = t_п - \frac{R_в}{R_о}(t_п - t_{н.о}); \tag{II.39}$$

Здесь $t_п$, $t_{н.о}$ — неизменная во времени температура помещения и средняя за период температура наружного воздуха.

Значения $\cos \pi x$ равны:

x	0	$^1/_8$	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	$^7/_8$	1,0
$\cos \pi x$	1	0,785	0,71	0,384	0	—0,384	—0,71	—0,785	—1

Если на ограждение одновременно действуют изменения температуры наружного воздуха и теплопоступлений в помещение, то можно воспользоваться принципом суперпозиции (сложения независимых тепловых воздействий) и получить результирующее изменение температуры внутренней поверхности ограждения сложением частных изменений под влиянием отдельно каждого воздействия.

§ 15. ВЛИЯНИЕ ВОЗДУХОПРОНИЦАНИЯ И ВЛАЖНОСТИ МАТЕРИАЛОВ НА ТЕПЛОПЕРЕДАЧУ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Строительные материалы являются капиллярно-пористыми телами и обладают определенной проницаемостью, поэтому через ограждения происходят фильтрация воздуха и передача влаги. Процессы массообмена влияют на теплопередачу. Помещения в здании не должны быть полностью герметизированы. Ограждения должны быть в меру воздухопроницаемыми и обладать сорбирующими свойствами. Через них проходит небольшое количество воздуха, влаги, но это не должно вызывать переохлаждение или переувлажнение конструкций.

1. ВЛИЯНИЕ ФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА НА ТЕПЛОПЕРЕДАЧУ

В современных многоэтажных зданиях из крупноразмерных элементов воздухопроницаемость существенно влияет на тепловой режим помещений и потери тепла через отдельные ограждения. Влияние воздухопроницаемости на теплопередачу для разных элементов ограждений оказывается различным. Для окон, которые имеют наибольшую воздухопроницаемость, инфильтрация наружного воздуха вызывает увеличение расхода тепла, а для массива и стыков — в основном понижение температуры внутренней поверхности ограждений.

При фильтрации воздуха в результате переноса тепла потоком воз-

духа изменяются температурное поле и теплообмен на поверхностях ограждения.

Температура на внутренней поверхности пористого ограждения при инфильтрации воздуха равна:

$$\tau_в = t_н + (t_в - t_н)\frac{e^{c_в j (R_о - R_в)} - 1}{e^{c_в j R_о} - 1}. \qquad (II.40)$$

При эксфильтрации расход воздуха j в формуле (II.40) берется со знаком минус.

Наружный воздух, проходя через ограждение навстречу кондуктивному потоку теряемого помещением тепла, нагревается и попадает в помещение с температурой более высокой, чем его начальная температура. Происходит своеобразная рекуперация — частичное возвращение в помещение тепла, которое израсходовалось на подогревание наружного воздуха. При малых расходах воздуха, при значениях относительного коэффициента фильтрационного теплообмена $c_в j R_о < 0,1$ фильтрацию воздуха можно не учитывать, так как теплопотери изменятся меньше чем на 5%. При бо́льших расходах воздуха через пористое ограждение, когда $c_в j R_о > 4$, потерь тепла в результате теплопередачи фактически не будет, так как трансмиссионное тепло почти целиком будет использовано на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещение.

2. УЧЕТ ВЛАЖНОСТИ МАТЕРИАЛОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Строительные материалы имеют сложную структуру, их поры и капилляры могут быть заполнены влажным воздухом, водой, льдом. Особенности строения определяют большую изменчивость теплофизических характеристик материалов в конструкциях ограждений в зависимости от их влажностного режима. Влажность материалов зависит от конструкции ограждения, внешних и внутренних условий, времени года.

Влажностное состояние ограждений условно может быть разделено на эксплуатационное, соответствующее основному периоду продолжительной и регулярной эксплуатации, и начальное, соответствующее первым годам после возведения здания. Начальное состояние обусловлено попаданием в конструкцию «строительной влаги»; эксплуатационное наступает после того, как влагосодержание материалов приблизится к некоторому стабильному состоянию, равновесному относительно воздействующих на ограждение внутренней и наружной сред. Влагосодержание материалов периодически изменяется в течение года, возрастая в апреле — мае и уменьшаясь к концу лета. Зимой, в декабре — январе, влагосодержание близко к среднему за год. Теплотехнический расчет ограждений и расчет теплопотерь помещениями производятся для этого расчетного периода, поэтому выбор теплофизических характеристик материалов должен производиться по среднегодовой влажности материалов в ограждении в период регулярной эксплуатации здания.

Эксплуатационное влажностное состояние материалов в ограждении определяется нормативными категориями А, Б и Б*, для которых приведены значения теплофизических характеристик. Зная влажностную зону района строительства и влажностный режим помещения, находят категорию эксплуатационной влажности и, пользуясь ею, по таблице

норм устанавливают расчетные значения теплофизических характеристик материалов в ограждении.

Если ограждение многослойное, то необходимо предварительно определить среднегодовые значения относительного потенциала влажности каждого материального слоя φ_{θ_i}.

Потенциал влажности слоя θ_i, измеряемый в градусах влажности °В, равен:

$$\theta_i = \theta_в + \overline{H}(\theta_в - \theta_н), \quad (II.41)$$

где $\overline{H}$ — относительное (к общему сопротивлению ограждения) сопротивление влагопередаче от воздуха помещения до середины слоя i;

$\theta_в$ и $\theta_н$ — средние за год потенциалы влажности внутреннего воздуха и наружной среды, определяемые по табл. II.3 и II.4.

Таблица II.3

Среднегодовые значения температуры и потенциала влажности помещений различного назначения

Помещения	Влажностный режим	Среднегодовые условия		
		$t_в$ °С	$\theta_в$ °В	$\varphi_{\theta_в}$
Проектное бюро, чертежные залы, библиотеки и т. п.	Сухой	19	23	0,45
Жилой дом, поликлиника, детский сад, ясли и т. п.	Нормальный	19	24,5	0,5
Душевые, раздевальни при них и т. п.	Влажный	25	До 61	До 0,75
Бани, прачечные и т. п.	Мокрый	30	61	>0,75

Таблица II.4

Потенциал влажности наружной среды сухой, нормальной и влажной зон (по карте главы СНиП II-А.7-71)

Влажностная зона	φ_θ зоны	Среднегодовая температура местности, °С											
		−3	−2	−1	0	+1	+2	+3	+4	+5	+6	+8	+10
Влажная	2,3	23,7	24,9	26,5	28,55	29,7	31,2	33	34,8	36,7	38,8	121,5	181
Нормальная	2	21,7	22,8	24,1	25,5	26,8	28,2	29,7	31,2	33	34,8	68,5	120
Сухая	1,4	17,6	18,4	19,3	20,3	21,2	22,2	23,2	24,3	25,6	26,8	29,5	32,6

Определив по формуле (II.25) среднюю за год температуру слоя t_i (в формулу необходимо подставить среднегодовые значения $t_в$ и $t_н$), относительный потенциал влажности слоя φ_{θ_i} найдем по формуле

$$\varphi_{\theta_i} = \frac{\theta_i - 8,1}{\theta_м(t_i) - 8,1} \text{ (при } \theta_м(t_i) < 40° \text{ В)} \quad (II.42)$$

или

$$\varphi_{\theta_i} = \frac{\theta_i - 8,1}{0,862\,\theta_м(t_i) + 24,7} \text{ (при } \theta_м(t_i) > 40° \text{ В)}. \quad (II.43)$$

где $\theta_м(t_i)$ принимается по табл. II.5.

Нормативным категориям влажности А, Б, Б* соответствуют следующие значения φ_{θ_i}:

$$А - \varphi_{\theta_i} \leqslant 1{,}1; \quad Б - \varphi_{\theta_i} = 1{,}1 \div 1{,}3; \quad Б^* - \varphi_{\theta_i} \geqslant 1{,}3.$$

Таблица II.5

Значения максимальных сорбционных потенциалов влажности при различной температуре

t, °С	$\theta_{м.с}$, °В	t, °С	$\theta_{м.с}$, °В	t, °С	$\theta_{м.с}$, °В	t, °С	$\theta_{м.с}$, °В
—20	8,7	—4	15,0	+4	18,3	+15	31,7
—15	10,3	—3	15,5	+5	19,2	+20	100
—10	12,5	—2	16,0	+6	19,7	+25	236,5
—9	13,0	—1	16,3	+7	20,5	+30	414
—8	13,5	0	16,7	+8	20,8		
—7	13,8	+1	17,1	+9	21,8		
—6	14,2	+2	17,5	+10	23,0		
—5	14,7	+3	18,0				

§ 16. ЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Ограждения здания должны обладать требуемыми теплозащитными свойствами и быть в достаточной степени воздухо- и влагонепроницаемыми.

Теплозащитные свойства наружных ограждений характеризуются двумя показателями: сопротивлением теплопередаче $R_о$ и теплоустойчивостью, которую оценивают по величине характеристики тепловой инерции ограждения D. Величина $R_о$ определяет сопротивление ограждения передаче тепла в стационарных условиях, а теплоустойчивость характеризует сопротивляемость ограждения передаче изменяющихся во времени периодических тепловых воздействий.

В зимних условиях теплозащитные свойства ограждений принято характеризовать в основном величиной $R_о$, а в летних — их теплоустойчивостью. Это объясняется тем, что для зимы характерны устойчивые температуры вне здания и постоянные внутренние температуры, которые обеспечивает система отопления. Летом характерны периодические суточные изменения температуры и солнечной радиации, и внутри здания температура обычно не регулируется.

Наиболее важным является определение расчетного сопротивления теплопередаче $R_о$ основной части (глади) конструкции ограждения, с чего обычно и начинают теплотехнический расчет ограждения. Необходимым является условие, чтобы $R_о$ было равно или больше минимально допустимого по санитарно-гигиеническим соображениям требуемого сопротивления $R_{о.тр}$ теплопередаче:

$$R_о \geqslant R_{о.тр}. \qquad (II.44)$$

Однако это условие необходимое, но не достаточное, так как при определении $R_о$ должны учитываться также технико-экономические показатели. Если оказывается, что экономически оптимальное сопротивление $R_{о.опт}$ теплопередаче ограждения больше $R_{о.тр}$

$$R_{о.опт} > R_{о.тр}. \qquad (II.45$$

то расчетное сопротивление должно определяться по условию

$$R_о \approx R_{о\,опт}. \qquad (II.46)$$

В этом случае сопротивление $R_о$ будет больше минимально допустимого $R_{о\,тр}$ и целесообразным в экономическом отношении

После определения $R_о$ глади ограждения следует проверить теплозащитные свойства элементов конструкции (стыки, углы, включения). Необходимым и достаточным условием этого расчета является отсутствие выпадения конденсата на внутренней поверхности этих элементов конструкции.

Для расчета теплопотерь и тепловых условий в помещении часто требуется, кроме $R_о$, рассчитать приведенное сопротивление $R_{о.пр}$ теплопередаче сложного ограждения.

Для зданий, расположенных в южных районах, дополнительно проверяют теплоустойчивость ограждений в расчетных летних условиях. Недостаточную теплоустойчивость ограждения для зимнего периода года учитывают увеличением его сопротивления теплопередаче при расчете $R_{о\,тр}$.

Для заполнения оконных и дверных проемов теплозащитные свойства регламентируются только сопротивлением теплопередаче конструкции, которое должно быть не ниже требуемого, установленного СНиП.

Допустимая воздухопроницаемость окон, дверей, стыков конструкций стен и перекрытий здания определяется нормируемыми значениями сопротивления $R_{и\,тр}$ воздухопроницанию, расхода воздуха, дополнительных затрат тепла, понижения температуры внутренней поверхности конструкции при инфильтрации.

Влагозащитные свойства ограждения должны исключать переувлажнение материалов атмосферной влагой и вследствие диффузии водяных паров из помещения.

Процессы передачи тепла, фильтрации воздуха и переноса влаги взаимосвязаны, и одно явление оказывает влияние на другое, поэтому определение сопротивлений тепло-, воздухо- и влагопередаче должно проводиться как общий расчет защитных свойств наружных ограждений здания.

1. ТРЕБУЕМОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Санитарно-гигиенические требования ограничивают понижение температуры $\tau_в$ на внутренней поверхности ограждений значением допустимой температуры $\tau_в^{доп}$. Температура $\tau_в^{доп}$ должна быть такой, чтобы человек, находясь около ограждения, не испытывал интенсивного радиационного охлаждения (должно удовлетворяться второе условие комфортности). Кроме того, как правило, на ограждениях недопустима конденсация, поэтому температура $\tau_в$ должна быть выше температуры $t_{т.р}$ точки росы воздуха в помещении.

Формулу для определения требуемого сопротивления теплопередаче $R_{о.тр}$ можно вывести, приняв за основу стационарные условия и записав $R_о$ в виде:

$$R_о = R_в \frac{t_в - t_н}{t_в - \tau_в}. \qquad (II.47)$$

Для того чтобы получить формулу для определения $R_{0\,тр}$, в (II.47) необходимо подставить регламентированные величины всех входящих в нее характеристик.

В СНиП даны значения температуры $t_в$ помещений различного назначения и расчетные перепады температуры $t_в - \tau_в^{доп} = \Delta t^н$ (табл. II 6).

Таблица II.6

Расчетный перепад температуры $\Delta t^н$, нормируемый тепловой поток $q_н$, Вт/м² [ккал/(ч·м²)], и допустимая температура внутренней поверхности $\tau_в^{доп}$ наружного ограждения

Характеристика помещения	Стена (Н. С)			Потолок (Пт)			Пол (Пл)		
	$\Delta t^н$	$q_н$	$\tau_в^{доп}$	$\Delta t^н$	$q_н$	$\tau_в^{доп}$	$\Delta t^н$	$q_н$	$\tau_в^{доп}$
Повышенные санитарно-гигиенические требования, круглосуточное и длительное пребывание людей ($t_п = 20 \div 18$°C).	6	52,5 (45)	14—12	4,0	35 (30)	16—14	2,0	17,5 (15)	18—16
Ограниченное во времени и кратковременное пребывание людей ($t_п = 16$° C)	7	61,5 (53)	9	5,5	47,7 (41)	10,5	2,5	22,1 (19)	13,5

Примечание В жилых зданиях регламентируется тепловой поток для вертикальных ограждений (стены с окнами) $q_н = 70(60)$; для потолка $q_н = 35(30)$ и для перекрытия цокольного этажа $q_н = 17{,}5(15)$ Вт/м² [ккал/(ч·м²)].

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждения $R_в$ в нормах принято равным 0,114 К·м²/Вт (0,133 °С·м²·ч/ккал). Исключение составляют оребренные и кессонированные поверхности, для которых дана специальная таблица значений $R_в$.

Формула (II.47), как было указано, дана в предположении, что в расчетных условиях температурный режим ограждения является стационарным, поэтому за расчетную должна быть принята условная наружная температура, учитывающая фактическую нестационарность процесса в расчетный период резкого похолодания.

Расчетная наружная температура $t_н$ может быть определена в виде:

$$t_н = t_{н.о} + \psi A_{t_н}, \tag{II.48}$$

где $t_{н.о}$ и $A_{t_н}$ — температура начала периода резкого похолодания и отклонение температуры в этот период, определяемые с заданным коэффициентом обеспеченности;

ψ — коэффициент теплоинерционности ограждения, определяемый по рис. II.8 в зависимости от коэффициента β_ψ:

$$\beta_\psi = \frac{0{,}16}{\Delta z_{р.п}} \sqrt{\vartheta \frac{R_в}{R_о} - 1}\,; \tag{II.49}$$

ϑ — показатель затухания, определяемый по формуле (II.32) для периода $T = 24$ ч.

В действующих нормах $t_н$ не рассчитывается, а определяется по таблицам в зависимости от тепловой массивности ограждения. Значения $t_н$ приведены на стр. 32.

Для отдельных ограждений на расчетную разность температур $t_в—t_н$ вводят поправочный коэффициент n, значения которого приведены в СНиП. Коэффициент n учитывает уменьшение расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не соприкасаются с наружным

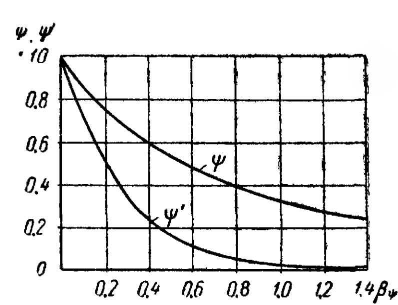


Рис. II.8. Значения коэффициентов ψ и ψ' теплоинерционности ограждения

воздухом. Для точного расчета $(t_в—t_н)n$ нужно составить тепловой баланс неотапливаемого помещения и определить его температуру.

Формула для определения $R_{о.тр}$ с учетом регламентации величин, входящих в (II.47), должна быть записана в виде:

$$R_{о.тр} \geqslant R_в \frac{(t_в - t_н)n}{\Delta t^н}. \qquad (II.50)$$

В формуле (II.50) удобно заменить отношение $\frac{\Delta t^н}{R_в}$ равным ему нормируемым потоком тепла через ограждение

$$q_н = \frac{\Delta t^н}{R_в} \qquad (II.51)$$

и записать $R_{о.тр}$ в виде:

$$R_{о.тр} = \frac{(t_в - t_н)\, n}{q_н}. \qquad (II.52)$$

Значения $q_н$ приведены в табл. II.6.

Теплообмен внутри помещения, особенно при лучистом или воздушном отоплении, оказывается довольно сложным. В этом случае правильнее заранее не задавать величину $R_в$ [(формула (II.11)] и определять не $R_{о.тр}$, а $R'_{о.тр} = R_{о\ тр} - R_в$. Величина $R'_{о.тр}$ есть требуемое сопротивление теплопередаче от внутренней поверхности ограждения к наружному воздуху. В величине $R'_{о.тр}$ исключен теплообмен на поверхности в помещении. При ее определении расчет ведется относительно внутренней поверхности ограждения, минимально допустимая температура которой определена величиной $\tau_в^{доп}$.

Формула для определения $R'_{о.тр}$ имеет вид:

$$R'_{о.тр} = \frac{\left(\tau_в^{доп} - t_н\right) n}{q^н}. \qquad (II.53)$$

Значения $\tau_в^{доп} = t_в - \Delta t^н$ даны в табл. II.6.

2. ОПТИМАЛЬНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Определение $R_{\text{о опт}}$ является сложной технико-экономической задачей, которая может быть решена аналитически с учетом некоторых упрощающих предпосылок.

Экономической характеристикой, определяющей рациональность конструктивного решения ограждения, являются приведенные затраты П в руб. на 1 м² ограждения. Оптимальное сопротивление $R_{\text{о опт}}$ соответствует минимуму функции П и может быть определено в общем случае из уравнения

$$\frac{\partial П}{\partial R_{\text{о}}} = 0. \qquad (II.54)$$

В простейшем случае, если пренебречь изменениями капитальных затрат на системы отопления и кондиционирования воздуха и ограничиться рассмотрением только ограждения, то

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{о.с}})\,\Delta z_{\text{о.с}}\;24\,К_{\text{т}}\,T_{\text{н}}}{\lambda_{\text{из}}\,K_{\text{из}}}\right]^{1/2}. \qquad (II.55)$$

где $t_{\text{о.с}}$ и $\Delta z_{\text{о.с}}$ — средняя температура и продолжительность отопительного сезона;

$К_{\text{т}}$ — стоимость тепла;

$\lambda_{\text{из}}$, $K_{\text{из}}$ — коэффициент теплопроводности и стоимость теплоизоляции в конструкции ограждения;

$T_{\text{н}}$ — нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Если задачу несколько усложнить и учесть изменение капитальных затрат на систему отопления и отчисления на амортизацию и текущий ремонт, то $R_{\text{о опт}}$ будет равно:

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\,К_{\text{с.о}}\,(1 + С_{\text{с.о}}\,T_{\text{н}}) + (t_{\text{в}} - t_{\text{о.с}})\,\Delta z_{\text{о.с}}\,24\,T_{\text{н}}\,K_{\text{т}}}{\lambda_{\text{из}}\,K_{\text{из}}\,(1 + С_{\text{огр}}\,T_{\text{н}})}\right]^{1/2}, \qquad (II.56)$$

где $K_{\text{с.о}}$ — изменение капитальных затрат на систему отопления, руб., при изменении ее тепловой мощности на 1 Вт (ккал/ч);

$С_{\text{с.о}}$ и $С_{\text{огр}}$ — ежегодные отчисления на амортизацию и текущий ремонт от затрат на систему отопления и ограждение в 1/год.

Последовательность рассмотрения задачи остается прежней и при наличии в здании системы летнего охлаждения или круглогодичного кондиционирования. В расчете должны быть учтены изменения капитальных затрат на систему кондиционирования, а также стоимость холода, который расходуется летом на ассимиляцию тепла, поступающего через ограждения. С учетом некоторых упрощающих предпосылок формула для определения $R_{\text{о.опт}}$ при круглогодичном обеспечении системами заданного микроклимата в помещениях жилых и общественных зданий может быть записана в виде:

$$R_{\text{о.опт}} = \left[\frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\,К_{\text{с.о}}\,(1 + С_{\text{с о}}\,T_{\text{н}}) + (t_{\text{в}} - t_{\text{о с}})\,\Delta z_{\text{о с}}\,24\,T_{\text{н}}К_{\text{т}}}{\lambda_{\text{из}}\,К_{\text{из}}\,(1 + С_{\text{о гр}}\,T_{\text{н}})} + \right.$$
$$\left. + \frac{(t_{\text{усл.о}} - t_{\text{в.л}})\,К_{\text{с.к}}\,(1 + С_{\text{с к}}\,T_{\text{н}}) + (t_{\text{усл охл}} - t_{\text{в.л}})\,\Delta z_{\text{охл}}\,24\,T_{\text{н}}К_{x}}{\lambda_{\text{из}}\,К_{\text{из}}\,(1 + С_{\text{огр}}\,T_{\text{н}})}\right]^{1/2}, \qquad (II.56a)$$

где $K_х$ — стоимость холода;
$t_{в.л}$ — температура в помещении летом;
$t_{усл.о}$ — расчетная условная наружная температура для летнего периода года;
$t_{усл.охл}$, $\Delta z_{охл}$ — средняя условная температура и продолжительность охладительного периода (периода работы системы искусственного охлаждения помещения).

Характеристики с индексом «с. к.» относятся к системе летнего кондиционирования.

3. ПРИВЕДЕННОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ ОГРАЖДЕНИЯ

Конструкции ограждения современных зданий из крупноразмерных элементов имеют определенное своеобразие. В стеновых панелях большие оконные проемы (20—25% площади), размеры панелей небольшие (около 10 м²). Примыкания перегородок и междуэтажных перекрытий к наружным стенам занимают относительно большую площадь. Панели обычно имеют бетонные ребра и обрамления, которые создают в толще теплоизоляционного слоя теплопроводные включения. По площади наружной стены практически нет участков, в пределах которых передачу тепла можно было бы считать одномерной. За счет перечисленных особенностей конструктивного решения потери тепла по всей площади ограждения оказываются часто бóльшими, чем рассчитанные в предположении одномерности температурного поля. Точный расчет может быть выполнен путем определения температурного поля конструкции с учетом всех ее особенностей на электроинтеграторе или ЭВМ. Однако в практике проектирования проведение такого расчета часто оказывается сложным.

Для правильного расчета теплопотерь через ограждения сложной конструкции необходимо использовать приведенное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.пр}$.

Таблица II.7

Значения фактора формы характерных элементов ограждения

Характерный элемент ограждения и обозначение фактора формы	Фактор формы f характерного элемента	
	по наружному обмеру	по внутреннему обмеру
Наружный угол $f_{н.у}$	0,68	1,18
Внутренний угол $f_{в.у}$	1,18	0,68
Откос проема в ограждении $f_{отк}$	1,5	1,5
Стык однородных внутреннего и наружного ограждений (в одну сторону от оси стыка) $f_{ст}$	1—0,7*	1—1,3*
Теплопроводное включение $f_{вкл}$ (в одну сторону от оси включения)	$1+\frac{b}{4\lambda}(k_{т.в}-k)$**	

* Первая цифра соответствует малой толщине примыкающей конструкции, вторая — толщине одного порядка с наружной стеной

** В указанной формуле b — ширина включения, $k_{т.в}$, k — коэффициенты теплопередачи, рассчитанные соответственно по сечению теплопроводного включения и по сечению основной конструкции.

Приведенное сопротивление теплопередаче сложного ограждения $R_{о.пр}$ равно сопротивлению теплопередаче однородного ограждения, по-

тери тепла через которое при равной площади равны теплопотерям через сложное ограждение.

Характерные для наружной стены двухмерные элементы — это наружный и внутренний углы наружных конструкций, откос оконного проема, стык внутренней конструкции с наружной и теплопроводные включения. В результате рассмотрения теплопередачи в двухмерных элементах определены факторы формы f для каждого случая (табл. II.7).

Величины f показывают, во сколько раз теплопотери через единицу длины характерного двухмерного элемента шириной bf больше потери тепла по глади ограждения такой же площади. Общие потери тепла ограждением, имеющим несколько двухмерных элементов с различными значениями f_i и разной протяженности l_i, можно определить в виде суммы:

$$Q = \frac{1}{R_о} F_о (t_в - t_н) + \frac{1}{R_о} \sum b f_i \, l_i (f_i - 1)(t_в - t_н). \tag{II.57}$$

где $F_о$, $R_о$ — площадь и сопротивление теплопередаче глади ограждения.

В то же время величина Q с помощью $R_{о.пр}$ может быть выражена в виде:

$$Q = \frac{1}{R_{о.пр}} F_о (t_в - t_н). \tag{II.58}$$

Приравнивая правые части уравнений (II.57) и (II.58), получим аналитическую зависимость для определения приведенного сопротивления теплопередаче ограждения:

$$R_{о.пр} = R_о \frac{1}{1 + \frac{1}{F_о} \sum b f_i (f_i - 1) l_i}. \tag{II.59}$$

По формуле (II.59) можно определить $R_{о.пр}$ для ограждения, в котором для всех элементов с двухмерными температурными полями определены факторы формы. Для многослойных панелей, имеющих сложные обрамляющие ребра, включения и т. д., теоретическое решение невозможно, и значения $R_{о.пр}$ могут быть получены расчетом температурного поля.

Например, для простенков типовых трехслойных стеновых панелей $R_{о.пр}$ приближенно равно:

$$\left. \begin{aligned} R_{о.пр} &= 0{,}52 R_о + (0{,}26 \div 0{,}07) \text{ м}^2 \cdot K/\text{Вт} \\ [R_{о.пр} &= 0{,}6 R_о + (0{,}3 \div 0{,}08) \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot {}^\circ\text{C}/\text{ккал}], \end{aligned} \right\} \tag{II.59а}$$

где 0,26 (0,3) относится к утеплителю с $\lambda = 0{,}18\,(0{,}15)$, а 0,07 (0,08) к утеплителю с $\lambda = 0{,}09\,(0{,}08)$.

4. ТРЕБУЕМАЯ ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Теплоустойчивость наружных ограждений не должна допускать больших изменений температуры на внутренней поверхности: зимой — при разовых понижениях температуры, летом — при суточных колебаниях температуры и интенсивности солнечной радиации.

При выборе зимней расчетной температуры $t_н$ принимается во внимание теплоинерционность ограждения, поэтому расчет $R_{о.тр}$ одновре-

менно учитывает теплоустойчивость ограждения при разовом понижении температуры зимой. Кроме того, в СНиП предлагается $R_{о.тр}$ наружных стен помещений с повышенным коэффициентом обеспеченности увеличивать на 10% для однослойных и на 20% для многослойных панелей. Для наружных ограждающих конструкций этой же категории помещений при $D \leqslant 2{,}5$ предлагается $R_{о.тр}$ увеличивать на 30%.

В летних условиях теплоустойчивость наружных ограждений не должна допускать колебания температуры на их внутренней поверхности с амплитудой $A_{\tau_в}$ более допустимой $A_{\tau_в}^{доп}$, равной по СНиП:

$$A_{\tau_в}^{доп} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_{VII} - 20), \tag{II.60}$$

где t_{VII} — средняя за июль (самый жаркий месяц) температура наружного воздуха.

Определение $A_{\tau_в}$ необходимо проводить при $t_п = \mathrm{const}$ в условиях расчетных летних суток при колебаниях условной наружной температуры, учитывающей действие солнечной радиации.

Проверка на теплоустойчивость для летних условий не требуется, если $D > 4$ для стен и $D > 5$ для перекрытий или $t_{VII} \leqslant 20°$ С.

Теплоустойчивость полов определяется показателем тепловой активности B_0 его поверхности, который для однородной конструкции равен коэффициенту тепловой активности материала:

$$B_0 = \sqrt{\lambda c \rho}\,, \tag{II.61}$$

Его величина должна быть не более $B_{тр}$, которая для помещений повышенной обеспеченности равна 700 (10), высокой и средней обеспеченности 840 Дж/(м$^2 \cdot$с$^{1/2} \cdot$К) [12 ккал/(м$^2 \cdot$ч$^{1/2} \cdot$°С]. Для второстепенных помещений и при $t_в \geqslant 23°$ С величина B_0 не нормируется.

5. ТЕПЛОЗАЩИТА СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ И ДВЕРЕЙ

Требуемое сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов в зависимости от разности расчетных температур внутреннего и наружного воздуха и назначения помещения приведено в СНиП. Его величина может изменяться от 0,155 (0,18) до 0,575 (0,60).

Сопротивление теплопередаче дверей (кроме балконных) и ворот рекомендуется принимать не менее 0,6 от $R_{о.тр}$, определенного по формуле (II.50) для стен здания.

Значения R_0 различных конструкций заполнения световых и дверных проемов приведены в табл. II.8.

6. ТРЕБУЕМЫЕ ВОЗДУХО- И ВЛАГОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДЕНИЯ

Наибольшей воздухопроницаемостью обладают окна. Воздух фильтруется через примыкание оконной коробки к откосу проема, притворы, стыки стекла с переплетом. Количество воздуха, проникающего через окно, зависит от герметичности конструкции окна, внутренних и внешних условий, этажности, а также от расположения окна в здании.

Таблица II.8

Сопротивления теплопередаче и коэффициенты теплопередачи заполнений световых проемов и дверей

Конструкция заполнения проемов	$R_{(O)}$, м²·К/Вт×(°С·м²·ч/ккал)	Значения k для расчета теплопотерь в зданиях	
		крупнопанельных	кирпичных
Одинарное остекление в одинарном переплете	0,17(0,2)	5,8(5)	—
Двойное остекление в спаренных переплетах	0,34(0,4)	2,9(2,5)	3,5(3)
То же, в раздельных двойных переплетах	0,38(0,44)	2,7(2,3)	3,15(2,7)
Тройное остекление (одинарное плюс спаренное)	0,52(0,6)	2,0(1,7)	2,3(2)
Остекление из пустотных стеклянных блоков на тяжелом растворе	0,43(0,5)	2,3(2,0)	—
То же, на легком растворе	0,52(0,6)	2,0(1,7)	—
Наружные деревянные двери и ворота одинарные	0,21(0,25)	4,6(4,0)	4,6(4,0)
То же, двойные	0,43(0,5)	2,3(2,0)	2,3(2,0)
Двери стеклянные одинарные	0,15(0,18)	6,4(5,5)	6,4(5,5)
То же, двойные	0,27(0,31)	3,7(3,2)	3,7(3,2)
Магазинные витрины, вентилируемые	0,21(0,25)	4,6(4,0)	4,6(4,0)
Витражи со стальными переплетами	0,26(0,3)	3,8(3,3)	3,8(3,3)
Внутренние двери одинарные	0,34(0,4)	2,9(2,5)	2,9(2,5)

Примечания: 1. Значения коэффициентов теплопередачи приведены для окон и дверей в деревянных переплетах и коробках. При применении металлических и железобетонных переплетов и коробок указанные величины следует увеличить на 10%.

2. В крупнопанельных зданиях потери тепла через откосы оконного проема учитываются $R_{\text{о.пр}}$ наружной стены; в кирпичных зданиях — коэффициентом теплопередачи окна.

Допустимые значения воздухопроницаемости окон $j_{\text{о.тр}}$ принимают в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха

Расчетная температура наружного воздуха, °С	—10 и выше	—11...—20	—21...—30	—31...—40	—41...—50	—51 и ниже
$j_{\text{о.тр}}$, кг/м²·ч	25	17	13	11	9	8

Наружные стены и перекрытия должны иметь сопротивление воздухопроницанию $R_{\text{и}}$ не ниже требуемого $R_{\text{и.тр}}$, равного по СНиП:

$$R_{\text{и}} \geqslant R_{\text{и.тр}} = \beta_{\text{и}} \Delta p, \tag{II.62}$$

где Δp — разность давлений воздуха у внутренней и наружной поверхностей ограждения первого этажа с наветренной стороны;

$\beta_{\text{и}}$ — коэффициент, принимаемый равным 2÷5 в зависимости от вида ограждения и назначения здания.

Внутренние перекрытия в здании, двери в квартиры, внутренние капитальные стены должны иметь максимально возможное по конструктивным решениям значение сопротивления воздухопроницанию. Это предотвратит заметное перетекание загрязненного воздуха из нижних этажей в верхние, что особенно важно для многоэтажных зданий.

Влагозащитные свойства конструкции должны быть такими, чтобы влажность материалов ограждений при нормальных условиях эксплуатации была не больше допустимой. Допустимые значения влажности для различных материалов в конструкции даны в таблице СНиП. Для предупреждения переувлажнения материалов рекомендуется внутренние слои ограждения делать более плотными и менее паропроницаемыми. Желательно, чтобы сопротивление паропроницаемости внутренней части конструкции для помещений влажных и с нормальным влажностным режимом было больше требуемого $R_{\text{п тр}}=57{,}5\cdot10^8$ м²·Па·ч/кг (12 м²·мм рт. ст. ч/г) или больше сопротивления паропроницаемости наружной части ограждения в 1,2 (при нормальной влажности помещения) и в 1,5 раза (для влажных помещений). Наружные ограждения помещений с сухим режимом, однослойные или герметичные конструкции имеют удовлетворительный влажностный режим. В остальных случаях требуется проверка влажностного режима ограждения расчетом.

В районах с продолжительными дождями и ветром необходимо применять наружные стены с водонепроницаемым слоем с наружной стороны или с экранами.

В многослойных ограждениях с влагонепроницаемыми внутренними и наружными слоями утеплитель не должен иметь повышенной влажности.

§ 17. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЯ

Температура помещения остается неизменной, если поступление тепла отопительных приборов равно недостатку тепла в помещении. Если теплопоступления периодически изменяются при неизменных потерях тепла, то в помещении наблюдаются колебания температуры воздуха и радиационной температуры. Ограждения, все предметы, воздух под влиянием этих изменений периодически поглощают или отдают тепло. Чем больше способность поглощать тепло у ограждений и предметов, поверхности которых обращены в помещение, тем меньше в помещении колебания температуры и тем больше его теплоустойчивость.

Теплоустойчивостью помещения называется его свойство поддерживать относительное постоянство температуры при периодически изменяющихся теплопоступлениях.

Интенсивность колебания температуры в помещении будет также зависеть от степени неравномерности лучистой и конвективной составляющих теплоотдачи приборов и их соотношения.

По характеру изменения во времени все возможные виды поступлений и потерь тепла можно разделить на гармонические и прерывистые. Сложные случаи подачи тепла могут быть представлены их сочетанием.

Имеется определенная специфика в теплоустойчивости помещения при лучистых и конвективных поступлениях тепла, связанная с разной последовательностью передачи тепла к воздуху и поверхностям помещения.

При рассмотрении задачи теплоустойчивости пользуются методом наложения (суперпозиции), основанным на независимости действия отдельных тепловых возмущений. Совместный эффект действия всех источников и стоков тепла получают суммированием частных результатов.

Коэффициент неравномерности теплопередачи отопительного прибора M при периодически изменяющемся отоплении определяется по формуле

$$M = \frac{Q_{\text{макс}} - Q_{\text{мин}}}{2Q_{\text{ср}}}, \qquad (II.63)$$

где $Q_{\text{ср}}$, $Q_{\text{макс}}$, $Q_{\text{мин}}$ — средняя, максимальная и минимальная теплопередача прибора.

Если теплопередача прибора изменяется по закону правильного гармонического колебания, то

$$\frac{Q_{\text{макс}} - Q_{\text{мин}}}{2} = A_Q \qquad (II.64)$$

есть амплитуда изменений теплопередачи, а

$$M = A_Q / Q_{\text{ср}}. \qquad (II.65)$$

Для нетеплоемкого отопительного прибора при отоплении помещения «пропусками» коэффициент M можно получить аналитически В период нагревания (натопа) продолжительностью $z_{\text{н}}$ часов отопительный прибор отдает в помещение тепло, которое в данном случае нужно обозначить как $Q_{\text{макс}}$. При отсутствии теплоподачи (в перерыве между натопами) продолжительностью $z_{\text{п}}$ часов теплопередача прибора равна нулю, т. е. $Q_{\text{мин}}=0$. Такой режим подачи тепла называют прерывистым.

Средняя теплопередача прибора за весь период $T = z_{\text{н}} + z_{\text{п}}$ равна:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_{\text{макс}}\, z_{\text{н}}}{z_{\text{н}} + z_{\text{п}}}. \qquad (II.66)$$

Коэффициент M при прерывистой подаче тепла равен:

$$M = \frac{Q_{\text{макс}} - Q_{\text{мин}}}{2Q_{\text{ср}}} = \frac{z_{\text{н}} + z_{\text{п}}}{2z_{\text{н}}}. \qquad (II.67)$$

Для теплоемких приборов коэффициент M может быть определен экспериментально. Например, для теплоемких отопительных печей экспериментальные значения M даются в зависимости от размеров печи, толщины ее стенок и числа топок в сутки.

Теплоустойчивость помещения, определяющую изменение его теплового режима, можно охарактеризовать показателями теплоусвоения $Y_{\text{пом}}$ и теплопоглощения $P_{\text{пом}}$ помещения. Рассмотрим эти показатели применительно к задаче прерывистого отопления.

В качестве показателя теплоусвоения помещения $Y_{\text{пом}}$ примем суммарное теплоусвоение всех поверхностей ограждений помещения:

$$Y_{\text{пом}} = \Sigma Y_i F_i, \qquad (II.68)$$

где Y_i, F_i — коэффициенты теплоусвоения и площади поверхности отдельных ограждений

Показатель теплопоглощения помещения $P_{\text{пом}}$ в основном учитывает поглощательную способность ограждений $P_{\text{огр}}$ и вентиляционный воздухообмен $P_{\text{вен}}$ и равен их сумме (в полном расчете необходимо учитывать мебель, оборудование, воздух объема помещения):

$$P_{\text{пом}} = P_{\text{огр}} + P_{\text{вен}}. \qquad (II.69)$$

Если коэффициенты теплопоглощения отдельных поверхностей, выходящих в помещение, обозначить B_i, а их площади по внутреннему обмеру F_i, то их суммарная теплопоглощательная способность будет равна:

$$P_{\text{огр}} = \sum B_i F_i = \frac{1}{\dfrac{1}{\Sigma Y_i F_i} + \dfrac{1}{\Sigma \alpha_i F_i}} = \frac{1}{\dfrac{1}{Y_{\text{пом}}} + \dfrac{1}{\Lambda_{\text{пом}}}}. \qquad (II.70)$$

где α_i — коэффициенты теплообмена на отдельных поверхностях в помещении;

$\Lambda_{пом}$ — показатель интенсивности теплообмена на всей площади ограждений в помещении;

$$\Lambda_{пом} = \Sigma\, \alpha_i F_i = \bar{\alpha}\, \Sigma\, F_i; \qquad (II.71)$$

$\bar{\alpha}$ — осредненное по всем поверхностям в помещении значение коэффициента теплообмена.

При прерывистой подаче тепла коэффициент теплопоглощения ограждений равен:

$$P_{огр} = \frac{1}{\dfrac{\Omega}{Y_{пом}} + \dfrac{1}{\Lambda_{пом}}}; \qquad (II.72)$$

где Ω — коэффициент прерывистости, определяемый в зависимости от отношения времени нагревания (натопа) $z_н$ к общему периоду изменения подачи тепла $T = z_н + z_п$:

$z_н/T$	0	$^1/_8$	$^1/_4$	$^3/_8$	$^1/_2$	$^5/_8$	$^3/_4$	$^7/_8$	1
Ω	0	0,73	0,84	0,84	0,76	0,63	0,45	0,24	0

Теплопоглощение в помещении в результате вентиляционного воздухообмена $P_{вен}$ равно:

$$P_{вен} = Lc\rho. \qquad (II.73)$$

Применительно к рассматриваемой задаче будем считать, что изменение температуры воздуха в помещении соответствует изменению температуры помещения $t_п$ (см. § 3) и показатель теплопоглощения равен:

$$P_{пом} = \frac{0{,}9\, A_Q}{A_{t_п}}. \qquad (II.74)$$

Результатом расчета теплоустойчивости помещения является определение наибольших отклонений температуры помещения от ее средних значений $A_{t_п}$. При гармонических колебаниях теплопоступлений $A_{t_п}$ по (II.74) равно:

$$A_{t_п} = \frac{0{,}9\, A_Q}{P_{пом}} = \frac{0{,}9\, MQ_{ср}}{\dfrac{1}{1/Y_{пом} + 1/\Lambda_{пом}} + Lc\rho}. \qquad (II.75)$$

При прерывистых теплопоступлениях

$$Q_{макс} = 2MQ_{ср}; \qquad (II.76)$$

$$A_{t_п} = \frac{0{,}9\, Q_{макс}}{P_{пом}} = \frac{1{,}8\, MQ_{ср}}{\dfrac{1}{\Omega/Y_{пом} + 1/\Lambda_{пом}} + Lc\rho} \qquad (II.77)$$

Из формулы (II.76) следует, что тепловая мощность системы отопления при периодическом отоплении должна быть заметно больше, чем при постоянном отоплении. В период подачи тепла (натопа) расчетные теплопоступления от отопления $Q_{от}$ должны быть равны максимальным:

$$Q_{от} = Q_{макс} = Q_{ср} + A_Q. \qquad (II.78)$$

При отоплении пропусками или сменной работе системы ее установочная мощность $Q_{от}$ по (II.76) должна быть равна:

$$Q_{от} = 2MQ_{ср}. \qquad (II.79)$$

где $Q_{ср}$ — средний за сутки дефицит тепла в помещении, который должна компенсировать система отопления.

В то же время режим работы системы (неравномерность теплоотдачи, продолжительность натопа, перерыв в работе) должен быть определен по допустимому колебанию температуры в помещении при прерывистом отоплении. Из формулы (II.77)

$$M = \frac{A_{t_п}^{доп}}{1,8Q_{ср}}\left(\frac{1}{\Omega/Y_{пом} + 1/\Lambda_{пом}} + Lc\rho\right), \qquad (II.80)$$

а по (II.67)

$$z_н = \frac{T}{2M}. \qquad (II.81)$$

Следует отметить, что во всех приведенных формулах величины $P_{пом}$, $Y_{пом}$, Ω должны определяться для периода $T = z_н + z_п$.

Охлаждение помещения при отключении отопления. Теплоустойчивость помещений обычно связывают с установившимися периодическими тепловыми воздействиями, но теплоинерционные свойства проявляются также и при других изменениях теплового режима. Для выбора отопления нужно знать, как различные помещения реагируют на прекращение или частичное изменение подачи тепла. Возможно аварийное отключение отопления; при центральном теплоснабжении подача тепла в систему отопления связана с водоразбором в работающих параллельно с ней системах горячего водоснабжения. При прекращении подачи тепла помещение начинает постепенно охлаждаться. Вначале резко снижается температура воздуха $t_в$, достигая уровня осредненной температуры поверхностей t_R. Затем температура во всех точках начинает понижаться одновременно, основные потери тепла происходят через окна.

Процесс охлаждения можно достаточно точно рассчитать, пользуясь методом определения теплоустойчивости помещения при прерывистой подаче тепла. Разовое отключение системы можно рассматривать как прерывистую подачу с периодом большой продолжительности.

Возможен и другой подход, который заключается в следующем. Переходный тепловой процесс выхолаживания помещения подобен охлаждению тела. В этом процессе вначале (непродолжительное время) происходит неупорядоченное (иррегулярное) изменение температуры, которое быстро сменяется регулярным режимом понижения температуры.

Применительно к помещению в целом оказывается справедливой общая закономерность регулярного режима охлаждения, согласно которой скорость изменения логарифма избыточной температуры — темп охлаждения К является постоянной и независящей от координат точки, времени, начального распределения температуры. Натурными наблюдениями и лабораторными экспериментами определены значения коэффициента К, которые заметно отличаются друг от друга в зависимости от конструктивного решения здания, вида строительных материалов, положения помещения в здании. В табл. II.9 даны примерные значения коэффициента К, имея которые можно рассчитать понижение температуры в помещении во времени после прекращения или уменьшения подачи

Таблица II.9

Показатель темпа охлаждения помещений зданий

Здания	Теплоемкость внутренних конструкций, отнесенная к 1 м³ здания, кДж/К м³ (ккал/°С·м³)	Темп охлаждения $K \cdot 10^3$
Кирпичные с массивными наружными стенами из кирпича толщиной 0,65 м:		
полнотелого красного	210—250 (50—60)	10—15
семищелевого	167 (40)	19
Крупнопанельные с наружными стенами:		
средней массивности, керамзитобетонными, однослойными, толщиной 0,3—0,4 м	167—180 (40—43)	20
малой массивности, трехслойными с минеральной ватой, толщиной 0,25—0,3 м	167—180 (40—43)	22
малой массивности, трехслойными со стиропором, толщиной 0,15—0,2 м	150 (36)	30
легкими, трехслойными с сотопластом, толщиной 0,1—0,15 мм	130 (31)	33
Деревянные с наружными стенами малой массивности, каркасными с заполнением деревянными щитами, толщиной 0,1—0,15 м	84—105 (20—25)	40—60

тепла. При частичном изменении поступлений тепла конечной температурой переходного процесса является температура нового стационарного режима при измененной теплоподаче. Значение коэффициента К несколько изменяется во времени, что связано с уменьшением коэффициентов конвективного и лучистого теплообмена, которые заметно влияют на темп охлаждения помещения. Скорость охлаждения помещения, определенная с постоянным значением К, обычно несколько больше фактической.

Пример II.2. Определить амплитуду колебания температуры $A_{t_п}$ в помещении. В помещении система отопления при $t_н + 5$ °С работает пропусками. Продолжительность нагрева (натопа) $z_н = 2$ ч, перерыв между натопами $z_п = 2$ ч, период $T = z_н + z_п = 4$ ч.

1. Наружная стена. Конструкция наружной стены: внутренняя штукатурка $\lambda_1 = 0{,}7$ (0,6); $c\rho_1 = 1{,}34 \cdot 10^6$ (320); $\delta_1 = 0{,}015$; кирпичная кладка $\lambda_2 = 0{,}815(0{,}7)$; $c\rho_2 = 1{,}59 \cdot 10^6$ (378); площадь $F_{н.с} = 12$ м².

а) Определяем положение слоя резких колебаний:

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{0{,}015}{0{,}7} = 0{,}0215\ (0{,}025);$$

$$s_1 = \sqrt{\frac{2\pi\lambda_1 c\rho_1}{T}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}34 \cdot 10^6}{4 \cdot 3\,600}} \approx 20{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К) [17,35 ккал/(ч}\cdot\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{С)]}$$

$$R_1 s_1 = 0{,}0215 \cdot 20{,}2 = 0{,}435 < 1.$$

Следовательно, слой резких колебаний заканчивается в кирпичной части стены, для которой

$$s_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}815 \cdot 1{,}59 \cdot 10^6}{4 \cdot 3\,600}} = 23{,}8\ (20{,}5).$$

б) Коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности наружной стены

$$Y_{\text{н.с}} = \frac{R_1 s_1^2 + Y_2}{1 + R_1 Y_2} = \frac{0{,}0215 \cdot 20{,}2^2 + 23{,}8}{1 + 0{,}0215 \cdot 23{,}8} = 21{,}5\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}\ [18{,}5\ \text{ккал/(ч}\cdot\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{С)}];$$

$$Y_2 = s_2 = 23{,}8\ (20{,}5).$$

Показатель теплоусвоения всей площади наружной стены

$$Y_{\text{н.с}} F_{\text{н.с}} = 21{,}5 \cdot 12 = 258\ \text{Вт/К}\ [222\ \text{ккал/(ч}\cdot{}^\circ\text{С)}].$$

2 Окно двойное в деревянном переплете $K_{\text{ок}} = 3{,}14\,(2{,}7)$, $F_{\text{ок}} = 4{,}5$. Для конструкции окна $s_1 = 0$, $Y_2 = \alpha_{\text{н}}$, поэтому

$$Y_{\text{ок}} = \frac{\alpha_{\text{н}}}{1 + R_1 \alpha_{\text{н}}} = \frac{23{,}3}{1 + 0{,}223 \cdot 23{,}3} = 3{,}78\ (3{,}24);$$

$$R_1 = R_{\text{ок}} - R_{\text{в}} - R_{\text{н}} = \frac{1}{3{,}14} - \frac{1}{10{,}5} - \frac{1}{23{,}3} = 0{,}223\ (0{,}26);$$

$$Y_{\text{ок}} F_{\text{ок}} = 3{,}78 \cdot 4{,}5 = 17{,}0\ (14{,}6).$$

3. Пол Конструкция пола имеет сверху дощатый слой $\delta_1 = 0{,}04$ м; $\lambda_1 = 0{,}175\,(0{,}15)$; $c\rho_1 = 1{,}38 \cdot 10^6\,(330)$; площадь $F_{\text{пл}} = 20$

$$s_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}175 \cdot 1{,}38 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 7{,}25\ (6{,}25); \quad R_1 = \frac{0{,}04}{0{,}175} = 0{,}228\ (0{,}266);$$

$$R_1 s_1 = 0{,}228 \cdot 7{,}25 = 1{,}67 > 1,$$

поэтому

$$Y_{\text{пл}} = s_1 = 7{,}25\ (6{,}25);$$

$$Y_{\text{пл}} F_{\text{пл}} = 7{,}25 \cdot 20 = 145\ (125).$$

4. Потолок. В конструкции перекрытия со стороны помещения железобетонная плита $\delta_1 = 0{,}05$; $\lambda_1 = 1{,}55\,(1{,}33)$; $c\rho_1 = 2 \cdot 10^6\ (480)$; площадь $F_{\text{пт}} = 20$.

$$s_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}55 \cdot 2 \cdot 10^6}{4 \cdot 3600}} = 26\ (22{,}3);$$

$$R_1 = \frac{0{,}06}{1{,}55} = 0{,}0387\ (0{,}045);$$

$$R_1 s_1 = 0{,}0387 \cdot 26 = 1{,}01 > 1,$$

поэтому

$$Y_{\text{пт}} = s_1 = 26\ (22{,}3); \qquad Y_{\text{пт}} F_{\text{пт}} = 26 \cdot 20 = 520\ (446).$$

5. Внутренние перегородки Гипсовые плиты $\delta = 0{,}08$; $\lambda = 0{,}256\,(0{,}22)$; $c\rho = 0{,}7 \cdot 10^6\,(168)$; площадь $F_{\text{в п}} = 45$

$$s = \sqrt{\frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}256 \cdot 0{,}7 \cdot 10^6}{4 \cdot 3\,600}} = 6{,}28\ (5{,}4).$$

Проверяем положение слоя резких колебаний относительно оси симметрии перегородки.

$$R = \frac{\delta/2}{\lambda} = \frac{0{,}04}{0{,}256} = 0{,}156\ (0{,}182); \quad Rs = 0{,}156 \cdot 6{,}28 = 0{,}98 < 1.$$

Следовательно, слой резких колебаний захватывает ось симметрии, поэтому определяем $Y_{\text{в п}}$, считая на оси симметрии перегородки $Y_2 = 0$

$$Y_{\text{в п}} = Rs^2 = 0{,}156 \cdot 6{,}28^2 = 6{,}15\ (5{,}28);$$

$$Y_{\text{в.п}} F_{\text{в.п}} = 6{,}15 \cdot 45 = 276\ (238).$$

6. Влиянием остальных поверхностей пренебрегаем. Суммарное теплоусвоение всех поверхностей в помещении равно:

$$Y_{пом} = Y_{н\,с} F_{н\,с} + Y_{ок} F_{ок} + Y_{пл} F_{пл} + Y_{пт} F_{пт} + Y_{в.п} F_{в.п} =$$
$$= 258 + 17{,}0 + 145 + 520 + 276 = 1216 \text{ Вт/К } [1058{,}6 \text{ ккал/(ч}\cdot{}^\circ\text{С)}].$$

7. Коэффициент прерывистости при $\frac{z_н}{T} = \frac{2}{4}$ (см. с. 59) равен $\Omega = 0{,}76$.

8. В помещении находятся четыре человека и воздухообмен рассчитан из условия 0,0111 м³/с (40 м³/ч) на одного человека, поэтому ($c\rho = 1260$ Дж/м³·К)

$$P_{вент} = Lc\rho = 4 \cdot 0{,}0111 \cdot 1260 = 56 \text{ Вт/К } [48 \text{ ккал/(ч}\cdot{}^\circ\text{С)}].$$

9. Показатель интенсивности теплообмена на поверхностях ($\bar{\alpha} = 4{,}2(3{,}6)$ в помещении $\Lambda_{пом}$ равен:

$$\Lambda_{пом} = \bar{\alpha}\Sigma F_i = 4{,}2\,(12 + 4{,}5 + 20 + 20 + 45) = 415 \text{ Вт/К } [365 \text{ ккал/(ч}\cdot{}^\circ\text{С)}].$$

10 По условию задачи расчетные теплопотери помещения при $t_н = -26^\circ$ С $Q_{от} = 1050$ Вт (900 ккал/ч), поэтому при $t_н = +5^\circ$ С

$$Q_{ср} = 1050 \frac{18 - 5}{18 + 26} = 310 \text{ Вт (265 ккал/ч)}.$$

11. Коэффициент неравномерности теплопередачи отопительного прибора равен:

$$M = \frac{z_н + z_п}{2z_н} = \frac{2 + 2}{2 \cdot 2} = 1.$$

12. Амплитуда колебания температуры помещения равна:

$$A_{t_п} = \frac{1{,}8MQ_{ср}}{\dfrac{1}{\dfrac{\Omega}{Y_{пом}} + \dfrac{1}{\Lambda_{пом}}} + Lc\rho} = \frac{1{,}8 \cdot 1 \cdot 310}{\dfrac{1}{\dfrac{0{,}76}{1216} + \dfrac{1}{415}} + 56} = 1{,}42^\circ \text{ С}.$$

13. Значение $A_{t_п} = 1{,}42^\circ$ меньше допустимой величины колебания температуры при центральном отоплении, равной 1,5°, поэтому принятый режим прерывистого отопления допустим

14. Цифры в знаменателе формулы для определения $At_п$ показывают долю участия каждой из составляющих в теплопоглощении помещения. Для того чтобы уменьшить $At_п$, можно уменьшить T, изменив, таким образом, $Y_{пом}$ или соотношение $z_н/T$, изменив M и Ω. С увеличением воздухообмена L будет уменьшаться $A_{t_п}$.

§ 18. РАСЧЕТНАЯ ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЯ

Система отопления, как уже указывалось, предназначена для создания в помещениях здания температурной обстановки, соответствующей комфортной и отвечающей требованиям технологического процесса.

Выделяемое человеческим организмом тепло должно быть отдано окружающей среде так, чтобы человек не испытывал при этом ощущений холода или перегрева. Наряду с затратами на испарение с поверхности кожи и легких тепло отдается с поверхности тела конвекцией и излучением. Интенсивность отдачи тепла конвекцией в основном определяется температурой окружающего воздуха, а при отдаче лучеиспусканием — температурой поверхностей ограждений, обращенных в помещение.

Температура помещения зависит от тепловой мощности системы отопления, а также от расположения обогревающих устройств, теплозащитных свойств наружных ограждений, интенсивности других источников поступления и потерь тепла. В холодное время года помещение теряет тепло через наружные ограждения. Кроме того, тепло расходуется на нагревание наружного воздуха, который проникает в помещение через неплотности ограждений, а также на нагревание материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые охлажденными поступают с улицы в помещение. Системой вентиляции в помещение может подаваться воздух с более низкой температурой по сравнению с воздухом помещения, технологические процессы могут быть связаны с испарением жидкостей и другими процессами, сопровождающимися затратами тепла. При установившемся режиме потери равны поступлениям тепла. Тепло поступает в помещение от технологического оборудования, источников искусственного освещения, нагретых материалов и изделий, в результате прямого попадания через оконные проемы солнечных лучей, от людей. В помещении могут быть технологические процессы, связанные с выделением тепла (конденсация влаги, химические реакции и пр.).

Учет всех перечисленных источников поступления и потерь тепла необходим при составлении теплового баланса помещений здания.

Сведением всех составляющих прихода и расхода тепла в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток тепла. Дефицит тепла ΔQ указывает на необходимость устройства в помещении отопления. Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов тепла для расчетных зимних условий в виде:

$$Q_{\text{от}} = \Delta Q = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{техн}}, \qquad (II.82)$$

где $Q_{\text{огр}}$ — потери тепла через наружные ограждения;

$Q_{\text{вент}}$ — расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение;

$Q_{\text{техн}}$ — технологические и бытовые тепловыделения.

Баланс составляется для условий, когда возникает наибольший при заданном коэффициенте обеспеченности дефицит тепла. Для гражданских зданий обычно принимают, что в помещении отсутствуют люди, нет освещения и других бытовых тепловыделений, поэтому определяющими расход тепла являются теплопотери через ограждения. В промышленных зданиях принимают в расчет интервал технологического цикла с наименьшими тепловыделениями.

Баланс тепла составляют для стационарных условий. Нестационарность процесса, теплоустойчивость помещений, периодичность работы системы отопления учитывают специальными расчетами на основе теории теплоустойчивости.

2. ПОТЕРИ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОТДЕЛЬНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ И ПОМЕЩЕНИЕМ

Наибольшие потери тепла через отдельные ограждения определяются по формуле

$$Q_i = \frac{1}{R_{\text{о.пр}\,i}} (t_{\text{п}\,i} - t_{\text{н}})\, n_i\, F_i\, \beta_i, \qquad (II.83)$$

где $R_{\text{о.пр}\,i}$ — приведенное сопротивление теплопередаче ограждения;

n_i — коэффициент, учитывающий фактическое понижение расчетной разности температур ($t_{\text{п}i}$—$t_\text{н}$) для ограждений, которые отделяют отапливаемое помещение от неотапливаемого (подвал, чердак и т. д.);

β_i — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через ограждение;

F_i — площадь ограждения.

Индекс i относит все обозначения к i-тому ограждению.

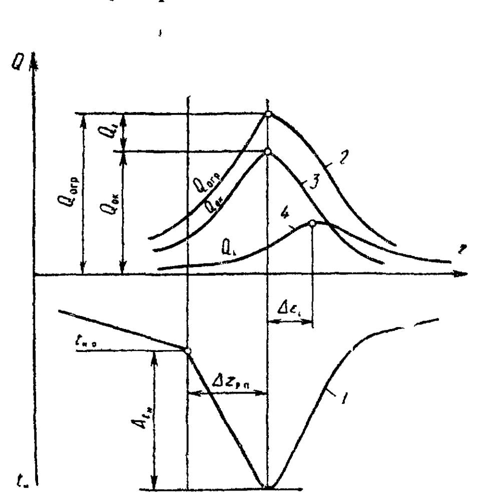


Рис. II.9. Определение наибольших теплопотерь помещения в период резкого похолодания

1 — кривая изменения наружной температуры; 2 — теплопотери помещения, складывающиеся из теплопотерь через окна 3, стены и перекрытия 4

Величина наибольших теплопотерь будет соответствовать коэффициенту обеспеченности внутренних условий в помещении $K_\text{об}$, с учетом которого выбрано значение $t_\text{н}$.

Наружные ограждения обычно имеют различную теплоустойчивость. Через ограждение с малой теплоустойчивостью (окна, легкие конструкции) теплопотери при похолодании будут резко возрастать, практически следуя во времени за изменениями температуры наружного воздуха. Через теплоустойчивые ограждения (стены, перекрытия) потери тепла в период резкого похолодания возрастут немного, и во времени эти изменения теплопотерь будут значительно отставать от понижения наружной температуры. Потери тепла через массивные ограждения передадутся в помещение позднее, чем через легкие. Поэтому максимальные потери тепла всем помещением в расчетных условиях периода резкого похолодания не будут равны сумме наибольших потерь через отдельные ограждения. Необходимо провести сложение теплопотерь через отдельные ограждения с учетом их сдвига во времени.

Для упрощения решения этой задачи (рис. II.9) можно ориентироваться на одно ограждение, доля потерь тепла через которое наибольшая. Обычно таким ограждением является окно. В период резкого похолодания, как показывают натурные наблюдения, теплопотери через окна составляют до 80% и более от общих потерь. Основываясь на наблюдениях, также можно считать, что максимальные потери тепла помещением $Q_\text{огр}$ совпадают во времени с наибольшими теплопотерями через окна. Окна практически не обладают тепловой инерцией, поэтому наибольшие теплопотери через них практически соответствуют ми-

нимальному понижению наружной температуры на расчетной кривой. Величина $Q_{огр}$ может быть определена по формуле

$$Q_{огр} = Q_{ок} + \Sigma Q'_i, \qquad (II.84)$$

где $Q_{ок}$ — наибольшие теплопотери через окна, определяемые по (II.83) при минимальном значении наружной температуры, равном

$$t_н = t_{н.о} + A_{t_н}; \qquad (II.85)$$

ΣQ_i — сумма теплопотерь через все другие (кроме окон) ограждения помещения в период наибольших теплопотерь через окна.

Величину Q'_i для теплоустойчивого ограждения можно определить как сумму

$$Q'_i = Q'_{io} + \Delta Q'_i, \qquad (II.86)$$

где Q'_{io} — теплопотери в начале периода резкого похолодания, т. е. определенные по формуле (II.83) при $t_н = t_{н.о}$;

$\Delta Q'_i$ — увеличение теплопотерь за период резкого похолодания при понижении наружной температуры до минимальной.

Теплопотери Q'_i возрастают при похолодании, следуя с некоторым запаздыванием, за понижением наружной температуры. Увеличение теплопотерь до $\Delta Q'_i$ соответствует моменту достижения минимума наружной температуры и равно:

$$\Delta Q'_i = \frac{1}{R_{о.пр.i}} \psi' A_{t_н} n_i F_i \beta_i, \qquad (II.87)$$

где ψ' — коэффициент теплоинерционности, определяемый по рис. II.8.

Наибольшего возрастания теплопотери через теплоинерционное ограждение достигнут некоторое время спустя после минимума наружной температуры. Величина наибольшего увеличения теплопотерь ΔQ_i будет больше $\Delta Q'_i$ в ψ/ψ' раз, т. е.

$$\Delta Q_i = \psi/\psi' \, \Delta Q'_i. \qquad (II.88)$$

Все ограждения в помещении, кроме окон, обычно имеют близкую между собой тепловую массивность, поэтому значение коэффициентов теплоинерционности по рис. II.8 для них может быть принято общим. При расчете теплопотерь через конструкцию пола по грунту, учитывая большую тепловую массивность грунта, величиной $\Delta Q'_{пл}$ можно пренебречь.

По действующим СНиП теплопотери помещений, по которым определяется тепловая мощность системы отопления, принимаются равными сумме теплопотерь через отдельные ограждения при $t_н = t_{н5}$. Из предыдущего анализа теплового режима помещения в период резкого похолодания ясно, что нормативные теплопотери являются условными и их величина может заметно отличаться от фактических наибольших теплопотерь помещения.

3. РАСЧЕТНЫЕ ТЕПЛОПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЯ ПО СНиП

Теплопотери помещения, которые принимаются по СНиП за расчетные при выборе тепловой мощности системы отопления, определяют как сумму расчетных потерь тепла через все его наружные ограждения. Кроме того, учитываются потери или поступления тепла через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении на 5° С и более.

Рассмотрим, как принимаются для различных ограждений показатели, входящие в формулу (II.83), при определении расчетных теплопотерь.

Коэффициенты теплопередачи для наружных стен и перекрытий принимают по теплотехническому расчету. Подбирают конструкцию окон и для нее по табл. II.9 определяют коэффициент теплопередачи. Для наружных дверей значение k берется в зависимости от конструкции по табл. II.9.

Расчет потери тепла через пол. Передача тепла из помещения нижнего этажа через конструкцию пола является сложным процессом. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих теплопотерях помещения, применяют упрощенную методику расчета. Теплопотери через пол, расположенный на грунте, рассчитываются по зонам. Для этого поверхность пола делят на полосы шириной 2 м, параллельные наружным стенам. Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают первой зоной, следующие две полосы — второй и третьей зоной, а остальную поверхность пола — четвертой зоной.

Теплопотери каждой зоны рассчитывают по формуле (II.83), принимая $n_i\beta_i=1$. За величину $R_{о.пр}$ принимают условное сопротивление теплопередаче, которое для каждой зоны **неутепленного** пола равно: для I зоны $R_{н.п}=2{,}15(2{,}5)$; для II зоны $R_{н.п.}=4{,}3(5)$; для III зоны $R_{н.п}=8{,}6(10)$; для IV зоны $R_{н.п}=14{,}2$ К·м²/Вт (16,5 °С·м²·ч/ккал).

Если в конструкции пола, расположенной непосредственно на грунте, имеются слои материалов, коэффициенты теплопроводности которых меньше 1,163 (1), то такой пол называют **утепленным.** Термические сопротивления утепляющих слоев в каждой зоне прибавляют к сопротивлениям $R_{н.п}$; таким образом, условное сопротивление теплопередаче каждой зоны утепленного пола $R_{у.п}$ оказывается равным:

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \Sigma \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (II.89)$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче неутепленного пола соответствующей зоны;

$\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — толщины и коэффициенты теплопроводности утепляющих слоев.

Теплопотери через пол по лагам рассчитывают также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола по лагам $R_л$ принимают равным:

$$R_л = 1{,}18 R_{у.п}, \qquad (II.90)$$

где $R_{у.п}$ — величина, полученная по формуле (II.89) с учетом утепляющих слоев. В качестве утепляющих слоев здесь дополнительно учитывают воздушную прослойку и настил пола по лагам.

Поверхность пола в первой зоне, примыкающая к наружному углу, имеет повышенные теплопотери, поэтому ее площадь размером 2×2 м

дважды учитывается при определении общей площади первой зоны

Подземные части наружных стен рассматриваются при расчете теплопотерь как продолжение пола Разбивка на полосы — зоны в этом случае делается от уровня земли по поверхности подземной части стен и далее по полу Условные сопротивления теплопередаче для зон в этом случае принимаются и рассчитываются так же, как для утепленного пола при наличии утепляющих слоев, которыми в данном случае являются слои конструкции стены

Обмер площади наружных ограждений помещений. Площадь отдельных ограждений при подсчете потерь тепла через них должна определяться с соблюдением следующих правил обмера Эти правила по возможности учитывают сложность процесса теплопередачи через элементы ограждения и предусматривают условные увеличения и уменьшения площадей, когда фактические теплопотери могут быть соответственно больше или меньше подсчитанных по принятым простейшим формулам

1. Площади окон (О), дверей (Д) и фонарей измеряют по наименьшему строительному проему

2 Площади потолка (Пт) и пола (Пл) измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены Площади зон пола по лагам и грунту определяют с условной их разбивкой на зоны, как указано выше.

3 Площади наружных стен (Н. с) измеряют

а) в плане — по внешнему периметру между наружным углом и осями внутренних стен,

б) по высоте — в первом этаже (в зависимости от конструкции пола) от внешней поверхности пола по грунту, или от поверхности подготовки под конструкцию пола на лагах, или от нижней поверхности перекрытия над подпольем неотапливаемым подвальным помещением до чистого пола второго этажа, в средних этажах от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа; в верхнем этаже от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия При необходимости определения теплопотерь через внутренние ограждения площади принимают по внутреннему обмеру

Добавочные теплопотери через ограждения. Основные теплопотери через ограждения, подсчитанные по формуле (II 83), при $\beta_i = 1$ часто оказываются меньше действительных теплопотерь, так как при этом не учитывается влияние на процесс некоторых факторов Потери тепла могут заметно изменяться под влиянием инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем и противоизлучения внешней поверхности ограждений Теплопотери в целом могут заметно возрасти за счет изменения температуры по высоте помещения, вследствие поступления холодного воздуха через открываемые проемы и пр

Эти дополнительные потери тепла обычно учитывают добавками к основным теплопотерям Величина добавок и условное их деление по определяющим факторам следующие

1. *Добавка на ориентацию по сторонам света* принимается на все наружные вертикальные и наклонные ограждения (проекции на вертикаль) Величины добавок определяют по рис II 10

2. *Добавка на обдуваемость ограждений ветром* В районах, где расчетная зимняя скорость ветра не превышает 5 м/с, добавка принимается в размере 5% для ограждений, защищенных от ветра, и 10% для

ограждений, не защищенных от ветра. Ограждение считают защищенным от ветра, если прикрывающее его строение выше верха ограждения больше чем на $^2/_3$ расстояния между ними. В местностях со скоростью ветра более 5 и более 10 м/с приведенные величины добавок должны быть увеличены соответственно в 2 и 3 раза.

3. *Добавка на продуваемость угловых помещений и помещений, имеющих две и более наружных стен,* принимается равной 5% для всех непосредственно обдуваемых ветром ограждений. Для жилых и тому подобных зданий эта добавка не вводится (учитывается повышением внутренней температуры на 2°).

4. *Добавка на поступление холодного воздуха через наружные двери* при их кратковременном открывании при N этажах в здании принимается равной 100 N% — при двойных дверях без тамбура, 80 N — то же, с тамбуром, 65 N% — при одинарных дверях.

В промышленных помещениях добавка на поступление воздуха через ворота, которые не имеют тамбура и шлюза, если они открыты менее 15 мин в течение 1 ч, принимается равной 300%. В общественных зданиях частое открывание дверей также учитывается введением дополнительной добавки, равной 400—500%.

Рис. II.10. Схема определения величины добавки к основным теплопотерям на ориентацию по странам света

5. *Добавка на высоту для помещений высотой более 4 м* принимается в размере 2% на каждый метр высоты стен более 4 м, но не более 15%. Эта добавка учитывает увеличение теплопотерь в верхней части помещения в результате повышения температуры воздуха с высотой. Для промышленных помещений делают специальный расчет распределения температуры по высоте, в соответствии с которым определяют теплопотери через стены и перекрытия. Для лестничных клеток добавка на высоту не принимается.

6. *Добавка на этажность для многоэтажных зданий* высотой в 3—8 этажей, учитывающая дополнительные затраты тепла на нагревание холодного воздуха, который при инфильтрации через ограждения проникает в помещение, принимается по СНиП.

Пример II.3. Рассчитать теплопотери помещений общежития, расположенного в Москве (рис. II.11).

1. Коэффициент теплопередачи наружных стен, определенный по приведенному сопротивлению теплопередаче по наружному обмеру, $k=1{,}01$ Вт/(м²·К) [0,87 ккал/(ч·м²·°С)].

2. Коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия принимаем равным $k_{пт}=0{,}78$ Вт/(м²·К) [0,67 ккал/(ч·м²·°С)].

Полы первого этажа выполнены на лагах. Термическое сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п}=0{,}172$ К·м²/Вт (0,2 °С·м²·ч/ккал); толщина дощатого настила $\delta=0{,}04$ м; $\lambda=0{,}175$ Вт/(м·К) [0,15 ккал/(ч·м·°С)]. Теплопотери через пол по лагам определяются по зонам. Сопротивление теплопередаче утепляющих слоев конструкции пола равно:

$$R_{в.п}+\frac{\delta}{\lambda}=0{,}172+\frac{0{,}04}{0{,}175}=0{,}43 \text{ К·м}^2/\text{Вт } (0{,}5\ ^\circ\text{С·м}^2\text{·ч/ккал}).$$

Термическое сопротивление пола по лагам для *I* и *II* зон:

Таблица II 10

Расчет теплопотерь через наружные ограждения помещения

№ помещения	Наименование помещения и его температура	Характеристика ограждения				Коэффициент теплопередачи ограждения k Вт/(м² К) [ккал/(ч м² °С)]	Расчетная разность температуры Δtn	Основные теплопотери через ограждение Вт (ккал/ч)	Добавочные теплопотери, %			Коэффициент β_i	Теплопотери через ограждение Вт(ккал/ч)
		наименование	ориентация по сторонам света	размеры, м	площадь F, м²				на ориентацию по сторонам света	на обдуваемость ветром	прочие		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
101	Жилая комната, угловая, $t_в=20°$ С	Н. с.	ЮЗ	4,66×3,7	17,2	1,02(0,87)	46	800(688)	0	10	0	1,10	880(755)
		Н. с.	СЗ	4,86×3,7	18,0	1,02(0,87)	46	837(720)	10	10	0	1,20	1090(865)
		Д о.	СЗ	1,5×1,2	1,8	3,15—1,02 (2 7—0,87)	46	176(152)	10	10	0	1,20	211(182)
		Пл I	—	8,2×2	16,4	0,328(0,282)	46	247(212)	—	—	—	1	247(212)
		Пл II	—	2,2×2	4	0,179(0,154)	46	37(32)	—	—	—	1	37(32)
													2465(2046)
102	Жилая комната, средняя, $t_в=18°$ С	Н. с.	СЗ	3,2×3,7	11,8	1,02(0,87)	44	525(452)	10	10	0	1,2	630(542)
		Д о.	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,13(1 83)	44	168(145)	10	10	0	1,2	202(174)
		Пл. I	—	3,2×2	6,4	0,328(0,282)	44	91(78)	—	—	—	1	91(78)
		Пл II	—	3,2×2	6,4	0,179(0,154)	44	52(45)	—	—	—	1	52(45)
													975(839)
201	Жилая комната, угловая, $t_в=20°$ С	Н. с.	ЮЗ	4,66×3,25	15,1	1,02(0,87)	46	702(605)	0	10	0	1,10	780(665)
		Н. с.	СЗ	4,86×3,25	15,8	1,02(0 87)	46	737(633)	10	10	0	1 20	885(760)
		Д. о.	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,13(1 83)	46	173(152)	10	10	0	1 20	222(197)
		Пт	—	4,2×4	16,8	0,78(0,67)	46×0,9	547(472)	—	—	—	1	547(472)
													2434(2094)

Продолжение табл II 10

№ помещения	Наименование помещения и его температура	Характеристика ограждения: наименование	ориентация по сторонам света	размеры, м	площадь F, м²	Коэффициент теплопередачи ограждения k, Вт/(м²·К) [ккал/(ч м² °С)]	Расчетная разность температуры, Δtn	Основные теплопотери через ограждение, Вт (ккал/ч)	Добавочные теплопотери, %: на ориентацию по сторонам света	на обдуваемость ветром	прочие	Коэффициент β_l	Теплопотери через ограждение, Вт (ккал/ч)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
102	Жилая комната, средняя, $t_в = 18°$ С	Н. с.	ЮЗ	3,2×3,25	10,4	1,02(0,87)	44	460(397)	10	10	0	1,2	575(494)
		Д. о.	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,13(1,83)	44	168(145)	10	10	0	1,2	202(174)
		Пт	СЗ	3,2×4	12,8	0,78(0,67)	44×0,9	400(343)	—	—	—	1	400(343)
													1177(1011)
ЛкА	Лестничная клетка, $t_в = 16°$ С	Н. с.	СЗ	6,95×3,2—3,5	18,7	1,02(0,87)	42	795(682)	10	10	0	1,2	950(818)
		Д. о.	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,13(1,83)	42	160(138)	10	10	0	1,2	193(166)
		Н. д.	СЗ	1,6×2,2	3,5	2,32(2,0)	42	342(294)	10	10	100×2	3,2	1090(940)
		Пл. I	—	3,2×2	6,4	0,465(0,4)	42	124(107)	—	—	—	1	124(107)
		Пл. II	—	3,2×2	6,4	0,232(0,2)	42	62(53)	—	—	—	1	62(53)
		Пт	—	3,2×4	12,8	0,78(0,67)	42×0,9	380(326)	—	—	—	1	380(326)
													2799(2310)

Примечания: 1. Для наименований ограждений приняты условные обозначения: Н. с. — наружная стена, Д. о. — двойное окно; Пл I и Пл II — соответственно I и II зоны пола; Пт — потолок, Н д — наружная дверь.

2. В графе 7 коэффициент теплопередачи для окон определен как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены, при этом площадь окна не вычитается из площади стены

3 Теплопотеря через наружную дверь определена отдельно (из площади стены в этом случае исключается площадь двери, так как добавки на дополнительные теплопотери у наружной стены и двери разные).

4 Расчетная разность температур в графе 8 определена как $(t_в - t_н)\,n$

5 Основные теплопотери (графа 9) определены как $kF\Delta tn$.

6 Добавочные теплопотери даны в процентах к основным.

7 Коэффициент β_l (графа 13) равен единице плюс добавочные теплопотери, выраженные в долях единицы.

8 Расчетные теплопотери через ограждения определены как $kF\Delta tn\,\beta_l$ (графа 14).

$$R_{л,I} = 1,18\,(2,15 + 0,43) = 3,05\ К \cdot м^2/Вт\ (3,54\ °С \cdot м^2 \cdot ч/ккал);$$

$$k_I = 0,328\ Вт/(м^2 \cdot К)\ [0,282\ ккал/(ч \cdot м^2 \cdot °С)];$$

$$R_{л,II} = 1,18\,(4,3 + 0,43) = 5,6\,(6,5);$$

$$k_{II} = 0,178\,(0,154).$$

Для неутепленного пола лестничной клетки

$$R_{н.п,I} = 2,15\,(2,5)\ [k_I = 0,465\,(0,4)]$$

и

$$R_{н\ п,II} = 4,3\,(5)\ [k_{II} = 0,232\,(0,2)].$$

3. Для выбора конструкции окон определяем перепад температур наружного ($t_{н5} = -26°$ С) и внутреннего ($t_п = 18°$ С) воздуха:

$$t_п - t_н = 18 - (-26) = 44°\ С).$$

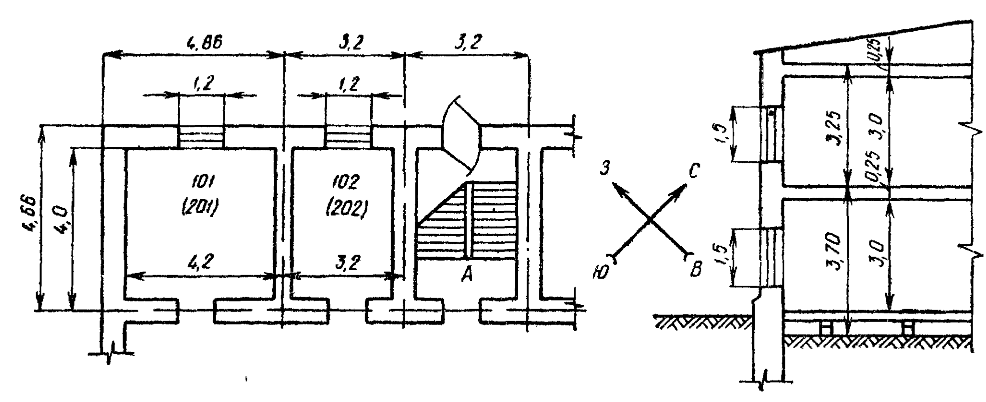


Рис. II.11. Схема для расчета теплопотерь помещений

Требуемое термическое сопротивление окон жилого дома при $\Delta t = 44°$ С равно 0,31 К·м²/Вт (0,36 °С·м²·ч/ккал). Принимаем окно с двойными раздельными деревянными переплетами; для этой конструкции $k_{ок} = 3,15\,(2,7)$. Наружные двери двойные деревянные без тамбура; $k_{дв} = 2,33\ (2)$.

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитываем по формуле (II.83). Расчет сведен в табл. II.10.

4. ПОТЕРИ ТЕПЛА НА НАГРЕВАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ПРИ ИНФИЛЬТРАЦИИ ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ И ПРИ ПОСТУПЛЕНИИ ЧЕРЕЗ ПРОЕМЫ В НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЯХ

Добавки к основным теплопотерям на поступление воздуха через наружные двери и ворота и на этажность здания крайне приближенно учитывают затраты тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха. Учет только этих добавок для промышленных и многоэтажных зданий оказывается недостаточным.

В производственных помещениях **расход тепла на нагревание холодного воздуха,** поступающего через притворы окон, фонарей, дверей, ворот, достигает 40% и более от основных теплопотерь. Учитывая столь большую величину, при определении теплопотерь производственных по-

мещений производят специальные расчеты затрат тепла на нагревание поступающего в помещение холодного воздуха.

Количество наружного воздуха, поступающего в помещение в результате инфильтрации, зависит от конструктивно-планировочного решения здания, направления и скорости ветра, температуры воздуха, герметичности конструкций и особенно от длины и вида притворов открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот. **Общий процесс обмена воздуха в здании между помещениями и с внешней средой под действием естественных сил и искусственных побудителей движения воздуха называют воздушным режимом здания.** Воздухообмен происходит через все воздухопроницаемые элементы (притворы, стыки, вентиляционные каналы и т. д.) под действием разности давлений, поэтому расчет воздушного режима сводится к рассмотрению гидравлической системы с определенным образом заданными краевыми условиями. Решение этой задачи рассмотрено во второй части учебника «Вентиляция».

При определении затрат тепла на нагревание наружного воздуха при инфильтрации расчет воздушного режима здания может быть упрощен.

Для промышленных зданий типичным является одноэтажное помещение. В многоэтажных промышленных зданиях этажи чаще всего достаточно изолированы друг от друга (при большой поверхности остекления сообщение через одну-две лестничные клетки не оказывает заметного влияния), и их воздушный режим можно рассматривать независимо.

Простейшим является случай, когда помещение не имеет перегородок, отсутствует ветер и инфильтрация происходит под влиянием только гравитационной силы. Воздух перетекает в основном через щели притворов, но инфильтрацию условно относят к площади окон и плотность потока j, кг/м^2·ч, за счет разности давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждения Δp Па (кгс/м^2) определяют по формуле

$$j = i\Delta p^{1/2}, \qquad \text{(II.91)}$$

где i — коэффициент проводимости воздуха конструкцией, кг/(м^2·ч$\times$ $\times$Па$^{1/2}$) [кг/м^2·ч (кгс/м^2)$^{1/2}$].

Для помещения с двухсторонним равномерно распределенным остеклением при безветрии среднее количество воздуха (кг/ч·м^2), проходящего снаружи через 1 м^2 окна, равно:

$$j_0 = 0{,}47 i_{ок}\, \eta\, (h\Delta\rho)^{1/2}, \qquad \text{(II.92)}$$

где $i_{ок}$ — коэффициент проводимости окна;
η — доля остекления поверхности наружного ограждения;
h — полная высота ограждения здания.

Разность плотностей наружного $\rho_н$ и внутреннего $\rho_в$ воздуха может быть приближенно заменена разностью температуры:

$$\Delta\rho = \rho_н - \rho_в \approx 0{,}005\,(t_в - t_н), \qquad \text{(II.93)}$$

Выражение (II.92) преобразовано к виду:

$$j_0 = 0{,}036 i_{ок}\, \eta\, (h\Delta t)^{1/2}. \qquad \text{(II.94)}$$

В промышленных зданиях часто окна одинарные и не герметизированы, их проводимость $i_{ок}=27$; тогда

$$j_0 \approx 0{,}9\eta\,(h\Delta t)^{1/2}. \qquad (II.95)$$

Численный коэффициент в формуле (II.95) должен быть заменен при двойном остеклении на 0,6, при уплотненном одинарном остеклении на 0,2, при уплотненном двойном — на 0,14.

Величина j_0, определяемая по формуле (II.94), используется как

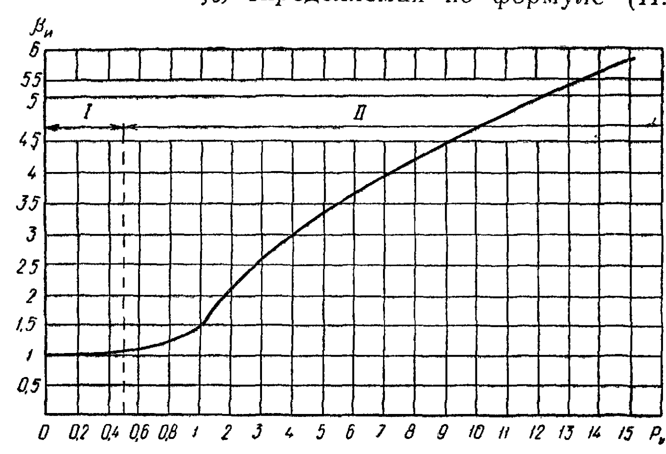


Рис. II.12. Зависимость коэффициента $\beta_и$ от относительного давления ветра $\bar{p}_v$

I — влияние ветра незначительно; II — совместное влияние ветра и гравитационной силы

единица расхода воздуха при расчете более сложных случаев (действие ветра и вентиляции, другие схемы здания). Влияние всех перечисленных факторов учитывается коэффициентом $\beta_и$. Для помещений с односторонним остеклением, например, коэффициент $\beta_и$ равен 0,5, так как в этом случае инфильтрация происходит только со стороны одного ограждения. Степень влияния ветра также учитывается коэффициентом $\beta_и$. Для воздушного режима помещения с двухсторонним остеклением на рис. II.12 приведена зависимость $\beta_и$ от относительного давления ветра $\bar{p}_v$. При определении относительного перепада давления, создаваемого ветром, за единицу давления принято $gh\cdot\Delta\rho$, поэтому

$$\bar{p}_v = \frac{0{,}06 v_н^2 \rho_н}{h\Delta\rho}, \qquad (II.96)$$

где $v_н$ — скорость ветра;

$$0{,}06 \approx \frac{(k_н - k_з)}{2}\,\frac{1}{g};$$

$k_н$ и $k_з$ — аэродинамические коэффициенты, равные с наветренной стороны здания $k_н \approx +0{,}8$ и с заветренной $k_з \approx -0{,}6$.

Более сложные случаи — дебаланс вентиляции, многопролетные здания и т. д. решаются аналогичным образом с помощью специально рассчитанных функций коэффициента $\beta_и$.

Общее количество наружного воздуха $G_и$, поступающего в помещение в результате инфильтрации через наружные ограждения, равно:

$$G_и = j_0\,\beta_и\,F_{н.о}, \qquad (II.97)$$

где j_0 — определяется по формуле (II.94);

$F_{н.о}$ — суммарная площадь поверхности наружных ограждений.

Не менее сложной и необходимой задачей оказывается определение расходов воздуха при инфильтрации в многоэтажных жилых и общественных зданиях. Если в здании более восьми этажей, требуется производить расчет воздушного режима здания, гидравлическая схема которого оказывается особенно сложной.

Применительно к жилым зданиям повышенной этажности составлены указания по расчету. В указаниях описана общая методика расчета воздушного режима зданий, а также даны графики и таблицы, по которым для зданий различной этажности, принятых в настоящее время типичных планировок и конструктивных решений, при различных температурах воздуха и скорости ветра можно определить количество фильтрующегося воздуха, отнесенное к 1 м^2 окна.

В условиях множества вариантов исходных данных можно наметить определенные закономерности, которые позволяют обобщить полученные результаты. Принимаются здания N (5—16) этажей с типичными конструктивно-планировочными решениями. Учитывая изолированность и в основном пофасадную ориентацию помещений, при расчете инфильтрации необходимо принять для всех помещений расходы воздуха с наветренной стороны при расчетных для зимнего режима температуре наружного воздуха $t_н$ и скорости ветра $v_н$. Анализ ограниченного, таким образом, круга данных показывает, что изменение расходов воздуха по высоте здания при данных $t_н$ и $v_н$ таково, что практически можно принять линейную зависимость, поэтому достаточно определить расходы для нижнего и верхнего этажей. Ниже приведены аппроксимирующие аналитические зависимости. Расход воздуха $j_{верх}$, кг/м^2·ч, инфильтрующегося через 1 м^2 окна в верхнем этаже наветренной стороны N-этажного здания при определенных $t_н$ и $v_н$, равен:

$$j_{верх} = (4 + 0,15N)\,10^{-2}\,(v_н + 5 - 0,05t_н)^2. \qquad (II.98)$$

Для нижнего (первого) этажа $j_{нижн}$

$$j_{нижн} = 6,3\cdot 10^{-2}\,v_н - (6 + 1,3N)\,10^{-2}\,t_н + 0,3N + 3,3. \qquad (II.99)$$

Для промежуточного этажа N_i с учетом принятой линейной зависимости расход воздуха j_{N_i} равен:

$$j_{N_i} = j_{нижн} - \frac{j_{нижн} - j_{верх}}{N}\,N_i. \qquad (II.100)$$

Следует иметь в виду приближенность предлагаемой методики, точность которой (ошибка 10—15%) достаточна лишь для расчета потерь тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха.

При инфильтрации холодного воздуха через наружное ограждение в помещении дополнительно затрачивается тепло $\Delta Q_и$ на нагревание поступающего воздуха ΔQ_j и вследствие снижения температуры внутренней поверхности ограждения ΔQ_τ, через которое происходит фильтрация воздуха:

$$\Delta Q_и = \Delta Q_j + \Delta Q_\tau. \qquad (II.101)$$

Воздух, проходя через конструкцию, как правило, нагревается и попадает в помещение с температурой более высокой, чем его начальная температура $t_н$. Поэтому

$$\Delta Q_j = G_и\,c_в\,(t_в - t_н)\,\beta_j. \qquad (II.102)$$

где $G_и$ — расход воздуха;
$c_в$ — массовая теплоемкость воздуха;
β_j — коэффициент, учитывающий нагревание воздуха в ограждении.

Аналогично можно определить

$$\Delta Q_\tau = G_и c_в (t_в - t_н) \beta_\tau , \qquad (II.103)$$

где β_τ — коэффициент, учитывающий долю увеличения потерь тепла за счет снижения температуры внутренней поверхности при инфильтрации.

Дополнительные потери тепла при инфильтрации через ограждение равны:

$$\Delta Q_и = G_и c_в (t_в - t_н) \beta_0, \qquad (II.104)$$

где $\beta_0 = \beta_j + \beta_\tau$.

Общие дополнительные потери тепла в помещении на нагревание наружного воздуха, поступающего в результате инфильтрации через наружные ограждения, равны:

$$Q_и = (\Sigma \beta_0 j c_в F + \Sigma \beta_0 j c_в l)(t_в - t_н), \qquad (II.105)$$

где F — площадь окон, стен и т. д., м²;
l — протяженность стыков, щелей и т. д., м;
j — удельные, отнесенные соответственно к м² или м, расходы проникающего воздуха.

Значения коэффициентов β_0, β_j и β_τ для конструкций приведены в табл. II.11.

Таблица II.11

Значения коэффициентов β_0, β_j и β_τ при инфильтрации воздуха через различные элементы конструкций

Элементы конструкций	β_j	β_τ	β_0
Массив ограждения	0,15	0,45	0,6
Стыковые соединения	0,3	0,4	0,7
Окна:			
одинарные	1	—	1
двойные	0,7	0,1	0,8
тройные	0,6	0,2	0,8
Двери, ворота, фрамуги, проемы в ограждении	1	—	1

5. ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА НАГРЕВАНИЕ ХОЛОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ И ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Кроме теплопотерь через ограждения и затрат тепла при инфильтрации, в помещениях могут быть и другие источники поступления и затрат тепла.

В промышленных зданиях это тепловыделения от технологического оборудования, нагретых материалов и изделий, освещения, солнечной радиации, людей; затраты тепла на испарение воды в мокрых цехах, на нагревание материалов, транспортных средств и пр., которые охлаж-

денными поступают в помещение с улицы. Все перечисленные составляющие теплового баланса промышленного цеха рассматриваются во второй части учебника «Вентиляция», так как в промышленных зданиях задачу ассимиляции избыточного тепла и компенсации недостатка в тепле выполняет вентиляция, часто совмещенная с воздушным отоплением.

В жилых, общественных и административных зданиях зимой возможны тепловыделения от людей, освещения и работающего электрооборудования, а также затраты тепла на нагревание материалов, одежды и пр., поступающих в помещение. Эти составляющие учитывают в тепловом балансе при определении дефицита тепла в помещении, который должен компенсироваться системой отопления (если отопление не дежурное и в помещении нет других систем).

Явные (излучением и конвекцией) тепловыделения от человека (в балансе тепла при расчете отопления учитывают только явное тепло) можно определить по формуле

$$Q_ч^{л+к} = \beta_1 \beta_2 \left(2{,}51 + 10{,}36 \sqrt{v_в}\right)(35 - t_п)\ Вт$$

$$\left[\left(Q_ч^{л+к} = \beta_1\beta_2 \left(2{,}16 + 8{,}87 \sqrt{v_в}\right)(35 - t_п)\ ккал/ч\right],\right. \qquad (II.106)$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий интенсивность выполняемой человеком работы, равный для легкой работы 1, средней 1,07, тяжелой 1,15;

β_2 — коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды и равный для легкой одежды 1, для обычной (средней утепленности) одежды 0,66, для утепленной 0,5;

$v_в$ — подвижность воздуха в помещении (в жилых и административных зданиях $v_в \approx 0{,}1$—0,15 м/с);

$t_п$ — температура помещения.

При освещении и работающем электрооборудовании тепловыделения, Вт (ккал/ч), равны:

$$Q_э = N_э К\ [Q_э = 0{,}86 N_э К], \qquad (II.107)$$

где $N_э$ — потребляемая электрическая мощность, Вт;

0,86 — тепловой эквивалент, (ккал/ч)/Вт;

К — коэффициент, учитывающий фактически затрачиваемую мощность, одновременность работы электрооборудования, долю перехода электрической энергии в тепло, которое поступает в помещение.

Этот коэффициент может изменяться в широких пределах — от 0,15 до 0,95 во времени и в зависимости от технологического процесса. При составлении теплового баланса для отопления нужно учитывать его наименьшие значения.

Поступление тепла в помещение от нагретых материалов и изделий или, наоборот, затраты тепла на нагревание материалов и изделий, которые охлажденными поступают с улицы, определяют по формуле

$$Q_м = C\bar{\nu}(t_{нач} - t_п), \qquad (II.108)$$

где C — теплоемкость материала или изделия, равная $Vc\rho$;

V — объем;

$c\rho$ — объемная теплоемкость материала;

ν — средняя по объему относительная избыточная температура, определяемая по рис. II.13. Она показывает долю от полного

перепада $t_{нач}-t_п$ (начальной температуры материала $t_{нач}$ и температуры в помещении $t_п$), которая теряется в среднем всем объемом материала или изделия за время z с начала нагревания или охлаждения.

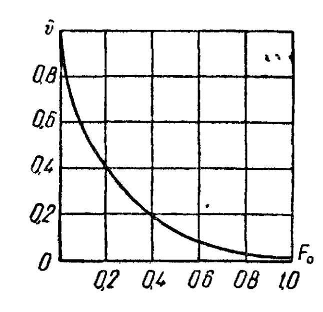


Рис II 13 Зависимость средней по объему тела относительной избыточной температуры $\bar{\vartheta}$ от критерия Fo

Величина $\bar{\nu}$ на рис. II.13 зависит от критерия Фурье Fo, равного

$$\text{Fo} = \frac{z}{CR}, \tag{II 109}$$

где R — сопротивление теплопередаче всей толщи изделия или материала, равное:

$$R = \frac{l}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha F}; \tag{II.110}$$

l — характерный размер, равный для тел, близких по форме к пластине, половине ее толщины, к цилиндру и шару — радиусу;

λ — теплопроводность, которая для материалов в сыпучем состоянии должна быть увеличена на 25%;

F — внешняя теплоотдающая поверхность материала или изделия (например, для тела, подобного пластине, $Fl = V$);

α — коэффициент теплообмена на поверхности в помещении, равный ~9,3 Вт/(м²·К) [8 ккал/(м²·ч·°С)].

6. ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ОТОПИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА В ПОМЕЩЕНИИ И ВЫБОР УСТАНОВОЧНОЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопительный прибор должен компенсировать дефицит тепла в помещении. Использование приборов той или иной конструкции и установка их в различных местах помещения не должны вызывать заметный перерасход тепла. Показателем, оценивающим эти свойства, является **отопительный эффект прибора** — отношение теплопотерь помещения к количеству тепла, затрачиваемого прибором для создания в помещении заданных тепловых условий

Наилучшим отопительным эффектом обладают панельно-лучистые приборы, установленные в верхней зоне помещения или встроенные в конструкцию потолка. По данным отдельных авторов, у таких приборов отопительный эффект равен 1,1—1,05, т. е. теплоотдача потолочных панелей-излучателей может быть даже несколько ниже расчетных теплопотерь помещения без ухудшения комфортности внутренних условий. У панели, расположенной в конструкции пола, отопительный эффект около 1.

Наиболее распространенные приборы — радиаторы обычно устанавливают в нишах или около поверхности наружной стены. Зарадиаторная поверхность сильно перегревается, и через эту часть наружной стены бесполезно теряется некоторое количество тепла. В результате отопительный эффект радиаторов равен 0,96—0,94. Низкие приборы, располагаемые вдоль наружной стены, целесообразнее радиаторов. Отопительный эффект, например, низкого конвектора ~0,97.

Отопительный прибор, встроенный в конструкцию наружной стены, имеет заметные бесполезные потери тепла, и его отопительный эффект ~0,9.

Кроме потерь, связанных с размещением отопительных приборов, в системе отопления наблюдаются бесполезные потери тепла трубопроводами, проходящими по неотапливаемым помещениям или прислоненными и встроенными в конструкции наружных ограждений, а также в тепловом узле и других элементах системы. Величины всех дополнительных потерь в системе не должна превышать 15% расчетных потерь тепла.

Так как дополнительные потери всегда неизбежны, в СНиП предлагается подсчитывать их специально или, принимая допустимую величину, определять установочную тепловую мощность $Q_{\text{от.уст}}$ системы отопления по формуле

$$Q_{\text{от.уст}} = 1,15 Q_{\text{от}}, \qquad (II.111)$$

где $Q_{\text{от}}$ — определяется по формуле (II.82).

7. ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЯ И РАСЧЕТ ПОТРЕБНОСТИ В ТЕПЛЕ НА ОТОПЛЕНИЕ ПО УКРУПНЕННЫМ ИЗМЕРИТЕЛЯМ

Для теплотехнической оценки конструктивно-планировочных решений и для ориентировочного расчета теплопотерь зданий пользуются показателем — удельная тепловая характеристика здания q.

Величина q, Вт/(м^3·К) [ккал/(ч·м^3·°С)], определяет средние теплопотери 1 м^3 здания, отнесенные к расчетной разности температур, равной 1°:

$$q = \frac{Q_{\text{зд}}}{V(t_{\text{п}} - t_{\text{н}})} \qquad (II.112)$$

где $Q_{\text{зд}}$ — расчетные теплопотери всеми помещениями здания,
V — объем отапливаемой части здания по внешнему обмеру;
$t_{\text{п}} - t_{\text{н}}$ — расчетная разность температур для основных помещений здания.

Величину q определяют в виде произведения:

$$q = q_0 \beta_t, \qquad (II.113)$$

где q_0 — удельная тепловая характеристика, соответствующая разности температур $\Delta t_0 = 18 - (-30) = 48°$;
β_t — температурный коэффициент, учитывающий отклонение фактической расчетной разности температур от Δt_0.

Удельная тепловая характеристика q_0 может быть определена по формуле

$$q_0 = \frac{1}{R_0 V}\left[F_{\text{с}} \eta_{\text{ок}} + F_{\text{п}}(\eta'_{\text{пт}} + \eta_{\text{пл}})\right], \qquad (II.114)$$

Эту формулу можно преобразовать в более простое выражение, пользуясь приведенными в СНиП данными и приняв, например, за основу характеристики для жилых зданий:

$$q_0 = \frac{(1+2d)\,F_c + F_п}{V}, \qquad (II.115)$$

где R_o — сопротивление теплопередаче наружной стены;

$\eta_{ок}$ — коэффициент, учитывающий увеличение теплопотерь через окна по сравнению с наружными стенами;

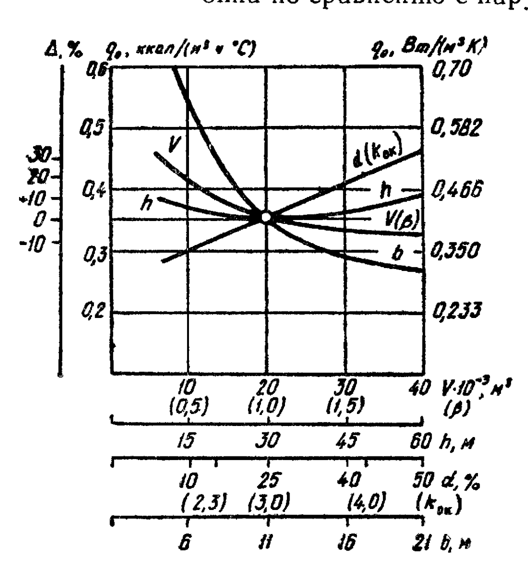


Рис. II.14. Зависимость удельной тепловой характеристики q_0 от изменения конструктивно-планировочного решения здания, объема здания V и относительного к $R_{o\,тр}$ сопротивления теплопередаче наружных стен β, высота здания h, степени остекления наружных стен d, коэффициента теплопередачи окон $k_{ок}$ и ширины здания b

d — доля площади наружных стен, занятая окнами;

$\eta_{пт}$, $\eta_{пл}$ — коэффициенты, учитывающие уменьшение теплопотерь через потолок и пол по сравнению с наружными стенами;

F_c — площадь наружных стен;

$F_п$ — площадь здания в плане;

V — объем здания.

Температурный коэффициент β_t равен:

$$\beta_t = 0{,}54 + \frac{22}{t_п - t_н}. \qquad (II.116)$$

Формула (II.116) соответствует значениям коэффициента β_t, которые обычно приводятся в справочной литературе.

Характеристикой q удобно пользоваться для теплотехнической оценки возможных конструктивно-планировочных решений здания.

Если в формулу (II.112) подставить значение $Q_{зд}$, то ее можно привести к виду:

$$q = \frac{\Sigma kF\,(t_п - t_н)}{V\,(t_п - t_н)} \approx \frac{\Sigma kF}{V}. \qquad (II.117)$$

Величина тепловой характеристики, как видно из (II.117), зависит от объема здания и, кроме того, от назначения, этажности и формы здания, площади и теплозащиты наружных ограждений, степени остекления здания и района строительства. Влияние отдельных факторов на

величину q очевидно из рассмотрения формулы (II.117). На рис. II.14 показана зависимость q_0 от различных характеристик здания. Реперной точке на чертеже, через которую проходят все кривые, соответствуют значения: $q_0=0{,}415$ (0,356) для здания $V=20\cdot10^3$ м³, шириной $b=11$ м, $d=0{,}25$ $R_0=0{,}86(1{,}0)$, $k_{\text{ок}}=3{,}48$ (3,0); длиной $l=30$ м. Каждая кривая соответствует изменению одной из характеристик (дополнительные шкалы по оси абсцисс) при прочих равных условиях. Вторая шкала на оси ординат показывает эту зависимость в процентах. Из графика видно, что заметное влияние на q_0 оказывает степень остекленности d и ширина здания b.

График отражает влияние теплозащиты наружных ограждений на общие теплопотери здания. По зависимости q_0 от β ($R_0=\beta R_{\text{о.тр}}$) можно сделать вывод, что при увеличении теплоизоляции стен тепловая характеристика уменьшается незначительно, тогда как при ее снижении q_0 начинает быстро возрастать. При дополнительной теплозащите оконных проемов (шкала $k_{\text{ок}}$) заметно уменьшается q_0, что подтверждает целесообразность увеличения сопротивления теплопередаче окон.

Величины q для зданий различных назначений и объемов приводятся в справочных пособиях. Для гражданских зданий эти значения изменяются в следующих пределах:

Объем здания, тыс. м³	До 5	10	15	>15
Тепловая характеристика q:				
Вт/(м³·К)	0,56—0,41	0,52—0,35	0,49—0,31	0,46—0,21
[ккал/(ч·м³ °С)]	0,48—0,35	0,45—0,3	0,42—0,27	0,4—0,18

Потребность в тепле на отопление здания, как указывалось ранее, может заметно отличаться от величины теплопотерь, поэтому некоторые авторы предлагают вместо q пользоваться удельной тепловой характеристикой отопления здания $q_{\text{от}}$, при вычислении которой по формуле (II.112)′ в числитель подставляют не теплопотери, а установочную тепловую мощность системы отопления $Q_{\text{от.уст}}$ [формула (II.III)].

Значения $q_{\text{от}}$ могут быть использованы для расчета потребности в тепле на отопление здания по укрупненным измерителям по следующей формуле:

$$Q = q_{\text{от}} V (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}). \tag{II.118}$$

Расчет тепловых нагрузок на системы отопления по укрупненным измерителям используют для ориентировочных подсчетов при определении потребности в тепле района, города, при проектировании центрального теплоснабжения и пр.

§ 19. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ГОДОВЫЕ ЗАТРАТЫ ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ

При проектировании систем отопления необходимо знать режимы их работы и регулирования в условиях годовой изменчивости внешних климатических воздействий и составляющих теплового баланса помещения.

Годовой ход изменения параметров климата обычно характеризуется изменениями среднемесячных значений, полученных по данным многолетних наблюдений. Кривые годовых изменений имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармониче-

ским. Годовой ход изменения температуры наружного воздуха следует за годовым ходом изменения солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что обусловлено нестационарным характером теплообмена в приземном слое. Годовой минимум температуры наружного воздуха обычно наблюдается в январе. Годовой ход влажности воздуха и в некоторой степени скорости ветра обусловлен температурой.

Гармонический характер изменения параметров климата позволяет определить их тригонометрической функцией времени года. Изменение произвольного параметра климата y (температуры $t_н$, интенсивности солнечной радиации q, энтальпии $J_н$) может быть определено следующим образом:

$$y = y_г + A_y \cos 2\pi \frac{z}{365}, \qquad (II.119)$$

где $y_г$ и A_y — среднегодовое значение параметра климата и амплитуда его изменения;

z — время в сутках от момента максимума $z_y^{макс}$.

Значения $y_г$, A_y и $z_y^{макс}$ для различных параметров климата и географических районов могут быть получены по данным метеорологических наблюдений, приведенным в «Справочнике по климату СССР» и СНиП. Характеристики годового хода $t_н$, $J_н$ и q, например для Москвы, приведены в табл. II.12.

Таблица II.12

Характеристики годового хода параметров климата Москвы

Характеристики годового хода	$t_н$, °С	$J_н$, Дж/кг (ккал/кг)	q, Вт/м²[ккал/(ч·м²)], при ориентации поверхности в пространстве			
			горизонтальной	Ю	С	З, В
Среднегодовое значение $y_г$ . .	3,7	1675(4,0)	117(101)	93(80)	50(43)	105(90)
Амплитуда изменения A_y . . .	14,15	2620(6,25)	110(94)	63(54)	48(40)	83(71,5)
Время максимума $z_y^{макс}$	VII	VII	VI	VI	VI	VI

В таблице приведены средние по многолетним наблюдениям данные, соответствующие коэффициенту обеспеченности $K_{об}=0,5$. В отдельные годы отклонения от средних многолетних могут быть значительными, например в Москве зафиксировано отклонение от средних значений $t_{н.г}$ на 3,7—8° и более.

Тепловой баланс помещения изменяется также в течение года. Изменения в годовом ходе происходят медленно, поэтому тепловой баланс помещения в каждый момент времени года может рассматриваться как стационарный. Тепловое состояние помещения в годовом ходе, принимая гармонический характер изменчивости влияющих на него факторов, также можно представить в виде:

$$Q_п = Q_{п.г} + A_{Q_п} \cos 2\pi \frac{z}{365}, \qquad (II.120)$$

где $Q_{п.г}$ — среднее за год значение теплового баланса помещения;

$A_{Q_п}$ — амплитуда его изменения.

Расход тепла на отопление в произвольный момент отопительного се-

зона определяется величиной $Q_п$. Потребность в отоплении появляется тогда, когда тепловой баланс помещения становится отрицательным

$$Q_п < 0. \qquad (II.121)$$

Решение уравнения (II.120) при условии (II.121) позволяет определить продолжительность отопительного сезона $\Delta z_{о.с}$ в сутках как обратную тригонометрическую функцию

$$\Delta z_{о.с} = \frac{365}{\pi} \arccos \frac{Q_{п.г}}{A_{Q_п}}. \qquad (II.122)$$

Годовой расход тепла на отопление $Q_{от.г}$, следовательно, можно представить в виде интеграла:

$$Q_{от.г} = \int\limits_{\Delta z_{о.с}} Q_п \, dz, \qquad (II.123)$$

который приближенно может быть записан в виде:

$$Q_{от.г} = 0,167 \; z_с z_н A_{Q_п} \left[116 - \frac{Q_{п.г}}{A_{Q_п}} (91,2 + 0,5 \Delta z_{о.с}) \right], \qquad (II.124)$$

где $z_с$ — число часов работы системы отопления в сутки;
$z_н$ — число дней работы в неделю.

В системе МКГСС вместо коэффициента 0,167 следует принимать 0,143.

Годовой расход тепла на отопление может быть рассчитан с учетом заданного $K_{об}$. Для этого в формулу (II.124) необходимо подставить соответствующие значения характеристик климата. Учет обеспеченности при определении годовых расходов тепла имеет важное практическое значение, так как позволяет правильно планировать распределение тепла между потребителями различных категорий, что способствует экономии тепла и повышению надежности работы систем отопления.

В СНиП, исходя из предположения о незначительном различии теплового баланса зданий, продолжительность $\Delta z_{о.с}$ и средняя температура $t_{о.с}$ отопительного сезона определяются для всех зданий числом дней в году с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха 8° С и ниже (по средним многолетним данным). Годовая потребность в тепле на отопление здания в этом случае равна:

$$Q_{от.г} = q_{от} (t_п - t_{о.с}) \, 24 \Delta z_{о.с} V. \qquad (II.125)$$

§ 20. УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ПРИ ВЫБОРЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

1. ВЫБОР И РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ В ПОМЕЩЕНИИ

Отопительный прибор системы отопления является теплообменником, с помощью которого тепло от теплоносителя системы передается обогреваемому помещению. Отопительный прибор должен наиболее эффективно передать тепло помещению. Его конструкция, способ установки в помещении и расположение в системе отопления должны быть всесторонне оценены по экономическим, техническим, эстетическим достоинствам,

а также по теплотехническим свойствам. Теплотехническими свойствами обусловливаются количество затрачиваемого на обогрев помещения тепла, оптимальные формы, место расположения прибора в помещении, доли отдаваемого им конвективного и лучистого тепла. С их помощью должна быть оценена степень оптимальности микроклимата, создаваемого отопительным прибором в помещении.

Комфортность тепловой обстановки в помещении в большой степени зависит от размещения отопительного прибора в помещении и его формы Отопительные приборы, компенсируя теплопотери, должны также выполнять роль локализаторов источников холода в помещении. Поэтому форму и расположение прибора выбирают с таким расчетом, чтобы площадь прибора и восходящая около него струя теплого воздуха предупреждали переохлаждение отдельной поверхности в помещении и попадание холодных токов воздуха в обслуживаемую зону.

Идеальным является решение, когда вся внутренняя поверхность наружного ограждения, обогревается равномерно и в помещении нет охлажденной поверхности, являющейся источником холода.

Удовлетворительные тепловые условия в помещении и непосредственно около наружных ограждений создают приборы, расположенные под окнами вдоль наружной стены. В этом случае рабочая зона и зона у пола помещения, которая особенно подвержена переохлаждению ниспадающими потоками воздуха, защищаются в тепловом отношении наиболее эффективно. Неприятным для человека является охлаждение ног, поэтому равномерный обогрев нижней зоны помещения вдоль всей наружной стены, и особенно под окнами, является удачным решением, при котором наиболее комфортные условия могут быть достигнуты при наименьших затратах.

Для отдельных помещений и некоторых конструкций отопительного прибора имеется определенная специфика в выборе места расположения обогревателя.

В детских яслях и садах, в комнатах для маленьких детей желательно предусматривать обогреваемый пол или так называемые плинтусные приборы, равномерно обогревающие по периметру всю нижнюю зону помещения. Специальные тепловые дорожки делаются в помещении бассейнов. Обогрев пола желателен в вестибюлях и переходах, в которые люди входят с улицы, занося на ногах снег.

Во многих промышленных цехах с холодным перекрытием и световыми фонарями желательно применять специальный подогрев верхней зоны для предупреждения образования «падающих» в рабочую зону потоков холодного воздуха. Теплопередача приборов, обогревающих фонари и холодные перекрытия, должна компенсировать их теплопотери. Для этого рекомендуется использовать приборы-излучатели, которые подвешивают в виде лент на некотором расстоянии под потолком помещения. Излучая тепло вниз, они равномерно обогревают рабочую зону. Конвективная составляющая их теплоотдачи расходуется на нагревание воздуха под перекрытием и компенсирует его теплопотери, предупреждая образование падающих холодных потоков воздуха.

В зданиях с помещениями небольшой глубины, когда расстояние от наружной стены до противоположной внутренней стены невелико, и расположенных в южных районах, допустимо размещение приборов у внутренних стен.

Вопросы теплообмена различных приборов при любом их расположении в помещении могут быть решены на основе общей задачи тепло-

обмена в обогреваемом помещении, которая подробно рассмотрена в курсе «Строительная теплофизика».

Для оценки общей эффективности обогрева помещения при использовании различных отопительных приборов показательным является распределение температуры воздуха по высоте помещения. Образование тепловой подушки у потолка и перегревание верхней зоны помещения связаны с возрастанием потерь тепла. Наличие холодного воздуха у пола вызывает дискомфортность обстановки. Наилучшие условия создают-

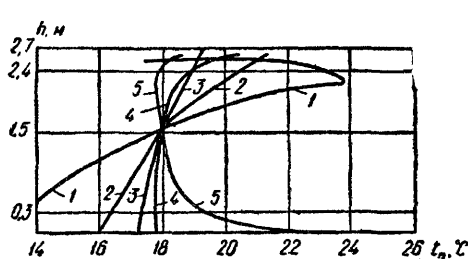
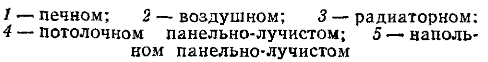


Рис. II.15. Кривые распределения температуры воздуха по высоте помещения при различных видах отопления



1 — печном; 2 — воздушном; 3 — радиаторном; 4 — потолочном панельно-лучистом; 5 — напольном панельно-лучистом

ся при наиболее равномерном распределении температуры по высоте. На рис. II.15 приведены кривые распределения температуры воздуха по высоте помещения при разных видах отопления.

Отопительный прибор должен быть рассчитан как из условия компенсации теплопотерь, так и из условия локализации ниспадающих холодных потоков воздуха и уменьшения неприятного радиационного охлаждения в сторону холодных поверхностей помещения. В современных зданиях архитекторы часто стремятся облегчить конструкцию окна и максимально развить его площадь. Эта тенденция противоречит требованиям сокращения теплопотерь и поддержания комфортности тепловой обстановки в помещении. Как правило, требование об уменьшении теплопотерь должно быть выполнено. Однако в некоторых случаях современные архитектурные тенденции эстетически оправданы и задача инженеров по отоплению и вентиляции заключается в отыскании решения, которое позволит сохранить необходимую комфортность тепловой обстановки в помещении при больших поверхностях остекления и повышенных теплопотерях.

2. ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

При выборе системы отопления здания необходимо учитывать особенности его теплового режима. Это прежде всего действие инфильтрации наружного воздуха под влиянием сил гравитации и ветра, а также солнечной радиации и особенностей технологических тепловыделений.

Зимой вследствие инфильтрации наружного воздуха переохлаждаются нижние этажи, поэтому в многоэтажных зданиях целесообразно применять системы отопления с подачей теплоносителя снизу вверх (с «опрокинутой» циркуляцией). Лестничные клетки, лифтовые шахты и холлы должны отапливаться в основном внизу. Необходимы интенсивный обогрев вестибюлей, устройство теплых тамбуров, нагревание пола.

Охлаждающее действие инфильтрации обусловлено ориентацией ограждений помещения и зависит от направления и скорости ветра. В связи с этим желательно предусматривать пофасадное разделение системы отопления, что позволяет регулировать теплоотдачу приборов в зави-

симости от скорости и направления ветра, температуры наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации. Такое разделение системы не исключает необходимости индивидуального ручного или автоматического регулирования теплопередачи отопительных приборов в отдельных помещениях в связи с разнообразием режимов бытовых и технологических тепловыделений.

Система отопления может использоваться для охлаждения помещений в теплый период года. В этом случае предпочтительно применять потолочную панельно-лучистую или конвекторную систему с таким расположением оребренной поверхности, которое исключает образование холодных потоков воздуха вдоль пола.

При совмещенных системах, когда наряду с отоплением в здании предусмотрено кондиционирование воздуха, система отопления в основном предназначается не для компенсации теплопотерь, а для локализации охлаждающего влияния наружных ограждений, особенно окон.

Могут быть и другие случаи учета теплового режима при выборе отопления. Например, при строительстве в районах вечной мерзлоты, когда необходимо сохранить мерзлый грунт в основании здания, приходится отказываться от «нижней» (в подполье первого этажа) прокладки магистралей в системе. В то же время при обогреве теплиц требуется обеспечить нужное нагревание грунта и т. д. Следовательно, устройства для обогрева помещений и система отопления должны выбираться с учетом специфики теплового режима отдельных помещений и здания, так как только в этом случае система отопления сможет выполнить свою основную роль — обеспечение во всех помещениях здания комфортной, требуемой по функциональному назначению, тепловой обстановки в холодный период года.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Богуславский Л. Д. Технико-экономические расчеты при проектировании наружных ограждающих конструкций зданий. М., «Высшая школа», 1969.

Власов О. Е. Основы строительной теплотехники. М., Изд. ВИА, 1938.

Горомосов М. С., Ципер Н. А. Гигиеническая оценка лучистого отопления. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 1.

Константинова В. Е. Воздушно-тепловой режим в зданиях повышенной этажности. М., Стройиздат, 1969.

Малышева А. Е. Гигиеническая оценка радиационного охлаждения зданий. — В сб.: Исследования по строительной теплофизике. М., Госстройиздат, 1959.

Мачинский В. Д. Теплотехнические основы строительства. М., Госстройиздат, 1949.

Муромов С. И. Расчетные температуры наружного воздуха и теплоустойчивость ограждений. М., Стройиздат, 1939.

Разумов Н. Н. Графо-аналитический метод расчета воздухообмена. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1968, № 12, 1969, № 1.

Сандер А. А. Тепловой режим сопряжений наружных и внутренних стен. — В сб.: Строительная теплофизика. Минск. Изд. АН БССР, 1966.

Титов В. П. Расчет теплопотерь от инфильтрации в промышленных зданиях. — В инф. реферат. сб. сер. V: Проектирование отопительно-вентиляционных систем. М., изд. ЦИНИС, вып. 1, 1970.

Шаприцкая Л. М. Некоторые вопросы теплопередачи через строительные ограждающие конструкции. — «Городская энергетика», 1971, № 2.

Юргенсон Л. К. Тепловая экономика жилого здания. М., изд. МКХ, 1949.

Глава III

ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 21. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Отопительные приборы — один из основных элементов систем водяного и парового отопления — предназначены для передачи тепла от теплоносителя в помещения зданий, в которых необходимо обеспечить требуемый температурный режим. Расчетный тепловой поток от теплоносителя $Q_т$ определяется путем составления теплового баланса для каждого отапливаемого помещения в зависимости от его назначения и режима эксплуатации с выявлением общей потребности помещения в тепле $Q_п$. Этот тепловой поток определяет мощность отопительного прибора $Q_{пр}$ и называется *тепловой нагрузкой прибора.*

Таким образом, в каждый момент времени для обеспечения заданной температуры помещения должно существовать равенство (предполагается, что прибор и теплоноситель в нем имеют малую тепловую инерцию)

$$Q_т = Q_{пр} = Q_п, \qquad (III.1)$$

каждая составляющая которого достигает расчетных (предельных) значений при определенных метеорологических условиях (см. § 11).

При теплоносителе воде или другой среде, аккумулирующей тепло за счет теплоемкости, передача тепла в помещение сопровождается понижением ее температуры, при водяном паре — фазовым превращением (конденсацией) пара в воду без изменения температуры. В каждый отопительный прибор необходима подача теплоносителя в количестве

$$G_{вод} = \frac{Q_т}{c\,(t_{вх} - t_{вых})} \qquad (III.2)$$

или

$$G_{пар} = \frac{Q_т}{q_к}, \qquad (III.3)$$

где c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)];
$t_{вх}$, $t_{вых}$ — температура воды при входе в прибор и выходе из него;
$q_к$ — удельное тепло фазового превращения (конденсации) пара в воду при определенном давлении пара в приборе, кДж/кг (ккал/кг).

Массовый расход теплоносителя G, определяемый по формулам (III.2) и (III.3), в практических расчетах обычно приводится к часу времени (кг/ч).

К отопительным приборам, устанавливаемым непосредственно в обогреваемых помещениях, предъявляются разнообразные конструктивные и эксплуатационные требования. Эти требования могут быть сведены в следующие пять групп.

1. Теплотехнические требования передачи от теплоносителя в помещение наибольшего теплового потока через определенную площадь

внешней поверхности прибора при прочих равных условиях (вид теплоносителя, температура теплоносителя и воздуха, место установки и т. д.). При этом для комфортности температурных условий одновременно должно обеспечиваться надлежащее обогревание рабочей зоны помещения.

Для выполнения этих требований приборы должны иметь коэффициент теплопередачи не менее 9—10 Вт/(м²·К) или 8—9 ккал/(ч·м²·°С), учитывая, что для современных конструкций приборов он находится в пределах 4,5—17 Вт/(м²·К).

Совершенными в теплотехническом отношении считаются отопительные приборы, обладающие повышенным коэффициентом теплопередачи, для которых отношение так называемой эквивалентной площади нагревательной поверхности $f_э$, м² энп, (см. § 24) к физической площади внешней поверхности одного и того же элемента $f_ф$, м², больше единицы.

2. Экономические требования, обусловливающие применение отопительных приборов, характеризующихся следующими показателями:

минимальной заводской стоимостью (во всяком случае не превышающей стоимости наиболее распространенных приборов — в настоящее время чугунных радиаторов);

минимальным расходом металла (в радиаторных системах центрального отопления расход металла на приборы достигает 60—80% общей затраты металла на монтаж систем и 20% всего металла, расходуемого на сооружение зданий).

Расход металла на отопительные приборы оценивается показателем теплового напряжения металла прибора — отношением величины теплового потока при температурном напоре в 1° к массе металла прибора.

Обозначим массу металла прибора, передающего от теплоносителя в помещение тепловой поток $Q_{пр}$, через $G_м$ и выразим показатель теплового напряжения металла прибора

$$M = \frac{Q_{пр}}{G_м \, \Delta t} \text{ Вт/(кг·К)}, \qquad (III.4)$$

где Δt— температурный напор.

Очевидно, что чем больше показатель M, тем более экономичным будет прибор по расходу металла. Увеличение этого показателя связано с уменьшением массы металла, израсходованного на прибор, без уменьшения его теплового потока.

Величина показателя M колеблется в настоящее время от 0,19 (0,16) для чугунных отопительных приборов до 1,6 Вт/(кг·К), или 1,4 ккал/(ч·кг·°С) для одиночной обетонированной стальной трубы. В табл. III.1 приведены средние значения теплового напряжения (массовой плотности теплового потока) металла для некоторых отопительных приборов.

3. Архитектурно-строительные требования — сокращение площади, занимаемой отопительными приборами, и обеспечение эстетически благоприятного их внешнего вида. Для выполнения этих требований приборы должны быть достаточно компактными, т. е. их строительные глубина и ширина, приходящиеся на единицу теплового потока, должны быть наименьшими. Эти условия в ряде случаев противоречат санитарно-гигиеническим требованиям.

4. Санитарно-гигиенические требования, предопределяющие создание приборов, обладающих следующими показателями:

наинизшей температурой внешней поверхности (при одной и той же температуре теплоносителя) во избежание разложения органической пыли;

Таблица III.1

Масса и тепловое напряжение металла некоторых отопительных приборов

Отопительный прибор	Масса металла $G_м$, кг		Тепловое напряжение металла M	
	на 1000 Вт	на 1000 ккал/ч	Вт/(кг·К)	ккал/(ч·кг·°С)
Ребристые трубы в три ряда	64,7	75,2	0,25	0,21
Радиаторы:				
типа Н-136	54,8	63,7	0,28	0,24
типа М-140-АО	43	50	0,36	0,31
Ребристая труба типа РК	34,4	40	0,45	0,39
Гладкая стальная труба d_y=20 мм	22,7	26,4	0,68	0,59
Панель бетонная подоконная при шаге труб 130 мм	20,8	24,2	0,74	0,64
Конвекторы:				
типа «Аккорд»	17,2	20	0,9	0,78
типа «Комфорт»	12,2	14,2	1,27	1,09
Панель бетонная при шаге труб >300 мм	11,7	13,6	1,32	1,14

гладкой поверхностью для уменьшения отложения пыли и облегчения ее очистки. Кроме того, должны обеспечиваться доступность и удобство очистки пространства внутри, за и под приборами.

5. **Производственно-монтажные требования**, отражающие необходимость повышения производительности труда при изготовлении и монтаже отопительных приборов. Конструкция их должна благоприятствовать массовому производству, допускать применение автоматизации производства и быть удобной в монтаже, т. е. должна иметь минимальное число мест соединений, приходящихся на единицу площади поверхности, и обеспечивать простое присоединение к трубам и крепление к ограждениям.

Приборы должны быть механически прочными, удобными для транспортирования, их стенки — температуроустойчивыми, паро- и водонепроницаемыми.

Всем перечисленным требованиям одновременно удовлетворить весьма трудно, и этим объясняется разнообразие видов и типов отопительных приборов. При этом каждый их тип в наибольшей степени отвечает какой-либо группе требований, уступая другому в отношении прочих требований. Например, отопительные приборы для лечебных учреждений отвечают повышенным санитарно-гигиеническим требованиям за счет ухудшения других показателей.

При дальнейшем рассмотрении отдельных видов отопительных приборов будем исходить из соответствия их перечисленным выше требованиям, а сравнивая их с приборами других видов, отмечать их основные преимущества и недостатки.

§ 22. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Виды отопительных приборов определяются их конструкцией, обусловливающей способ передачи тепла (преобладать может конвективный

или радиационный теплообмен) от внешней поверхности приборов в помещение. Существует шесть основных видов отопительных приборов. радиаторы, панели, конвекторы, ребристые трубы, гладкотрубные приборы и калориферы

По характеру внешней поверхности отопительные приборы могут быть с гладкой (радиаторы, панели, гладкотрубные приборы) и ребристой поверхностью (конвекторы, ребристые трубы, калориферы).

По материалу, из которого изготовляются отопительные приборы, различают металлические, комбинированные и неметаллические приборы.

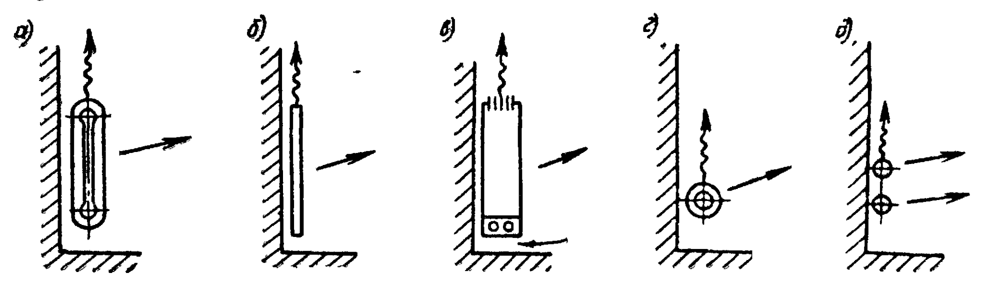


Рис. III.1. Схемы отопительных приборов
а — радиатора, *б* — панели, *в* — конвектора, *г* — ребристой трубы, *д* — гладкотрубного прибора

Металлические приборы выполняют чугунными (из серого литейного чугуна) и стальными (из листовой стали и стальных труб).

В комбинированных приборах используют бетонный или керамический массив, в котором заделаны стальные или чугунные греющие элементы (отопительные панели), или оребренные стальные трубы, помещенные в неметаллический (например, асбестоцементный) кожух (конвекторы).

Неметаллические приборы представляют собой бетонные панели с заделанными стеклянными или пластмассовыми трубами или с пустотами вообще без труб, а также фарфоровые и керамические радиаторы

По высоте все отопительные приборы можно подразделить на высокие (высотой более 600 мм), средние (400—600 мм) и низкие (<400 мм). Низкие приборы высотой менее 200 мм называются плинтусными

Схемы отопительных приборов пяти видов приведены на рис III 1 Калорифер, применяемый прежде всего для нагревания воздуха в системах вентиляции, описывается в курсе «Вентиляция»

Радиатором принято называть прибор конвективно-радиационного типа, состоящий из отдельных колончатых элементов — секций с каналами круглой или эллипсообразной формы. Радиатор отдает в помещение радиацией около 25% всего количества тепла, передаваемого от теплоносителя, и именуется радиатором лишь по традиции.

Панель — прибор конвективно-радиационного типа относительно малой глубины, не имеющий просветов по фронту. Панель передает радиацией несколько бо́льшую, чем радиатор, часть теплового потока, однако только потолочная панель может быть отнесена к приборам радиационного типа (отдающим радиацией более 50% всего количества тепла).

Отопительная панель может иметь гладкую, слегка оребренную или волнистую поверхность, колончатые или змеевиковые каналы для теплоносителя.

Конвектор — прибор конвективного типа, состоящий из двух элементов — ребристого нагревателя и кожуха. Конвектор передает в помещение конвекцией не менее 75% всего количества тепла. Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению скорости естественной конвекции воздуха у внешней поверхности нагревателя К конвекторам относятся также плинтусные отопительные приборы без кожуха.

Ребристой трубой называется открыто устанавливаемый отопительный прибор конвективного типа, у которого площадь внешней теплоотдающей поверхности не менее чем в 9 раз превышает площадь внутренней тепловоспринимающей.

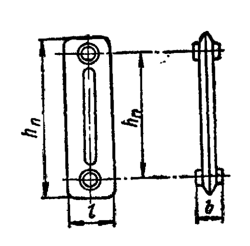


Рис. III.2. Секция двухколончатого радиатора

$h_п$ — полная высота, $h_м$ — монтажная (строительная) высота, l — глубина; b — ширина

Гладкотрубным называется прибор, состоящий из нескольких соединенных вместе стальных труб, образующих каналы колончатой (регистр) или змеевиковой (змеевик) формы для теплоносителя.

Рассмотрим, как выполняются требования, предъявляемые к отопительным приборам.

1. **Радиаторы керамические и фарфоровые** изготовляются обычно в виде блоков, отличаются приятным внешним видом, имеют гладкую, легко очищаемую от пыли поверхность. Обладают достаточно высокими теплотехническими показателями: $k_{пр}$ = 9,5—10,5 Вт/(м²·К) [8—9 ккал/(ч·м²·°С)]; $f_э/f_ф > 1$ и пониженной температурой поверхности в сравнении с металлическими приборами. При их использовании уменьшается расход металла в системе отопления.

Керамические и фарфоровые радиаторы не получили широкого распространения из-за недостаточной прочности, ненадежности соединения с трубами, затруднений при изготовлении и монтаже, возможности проникания водяного пара через керамические стенки. Применяются они в малоэтажном строительстве, используются в качестве безнапорных отопительных приборов.

2. **Радиаторы чугунные** — широко применяемые отопительные приборы — отливаются из серого чугуна в виде отдельных секций и могут компоноваться в приборы различной площади путем соединения секций на ниппелях с прокладками из термостойкой резины. Известны разнообразные конструкции одно-, двух- и многоколончатых радиаторов различной высоты, но наиболее распространены двухколончатые (рис. III.2) средние и низкие радиаторы.

Радиаторы рассчитаны на максимальное эксплуатационное (обычно употребляется термин — рабочее) давление теплоносителя 0,6 МПа (6 кгс/см²) и обладают сравнительно высокими теплотехническими показателями: $k_{пр}$=9,1—10,6 Вт/(м²·К) [7,8—9,1 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_э/f_ф \leqslant 1,35$.

Однако значительная металлоемкость радиаторов [(M=0,29—0,36 Вт/(кг·К) или 0,25—0,31 ккал/(ч·кг·°С)] и другие недостатки

вызывают замену их более легкими и менее металлоемкими приборами. Следует отметить их непривлекательный вид при открытой установке в современных зданиях. В санитарно-гигиеническом отношении радиаторы, кроме одноколончатых, не могут считаться удовлетворяющими требованиям, так как очистка от пыли межсекционного пространства достаточно затруднительна.

Производство радиаторов трудоемко, монтаж затруднителен из-за громоздкости и значительной массы собранных приборов.

Стойкость против коррозии, долговечность, компоновочные преимущества при неплохих теплотехнических показателях, налаженность производства способствуют высокому уровню выпуска радиаторов в нашей стране. В настоящее время выпускается двухколончатый чугунный радиатор типа М-140-АО с глубиной секции 140 мм и межколончатым наклонным оребрением, а также типа С-90 с глубиной секции 90 мм.

3. Панели стальные отличаются от чугунных радиаторов меньшей массой и стоимостью. Стальные панели рассчитаны на рабочее давление до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и имеют высокие теплотехнические показатели: $k_{пр}=10{,}5—11{,}5$ Вт/(м²·К) [9—10 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_э/f_ф \leqslant 1{,}7$.

Панели изготовляют двух конструкций: с горизонтальными коллекторами, соединенными вертикальными колонками (колончатой формы), и с горизонтальными последовательно соединенными каналами (змеевиковой формы). Змеевик иногда выполняется из стальной трубы и приваривается к панели; прибор в этом случае называется листотрубным.

Панели удовлетворяют архитектурно-строительным требованиям, особенно в зданиях из крупных строительных элементов, легко очищаются от пыли, позволяют механизировать их производство с применением автоматики. На одних и тех же производственных площадях возможен выпуск в год вместо 1,5 млн. м² энп чугунных радиаторов до 5 млн. м² энп стальных. Наконец, при использовании стальных панелей сокращаются затраты труда при монтаже из-за уменьшения массы металла до 10 кг/м² энп. Уменьшение массы повышает тепловое напряжение металла до 0,55—0,8 Вт/(кг·К) [0,47—0,7 ккал/(ч·кг·°С)]. Распространение стальных панелей ограничивается необходимостью применения холоднокатаной листовой стали высокого качества толщиной 1,2—1,5 мм, стойкой по отношению к коррозии. При изготовлении из обычной листовой стали срок службы панелей сокращается из-за интенсивной внутренней коррозии. Стальные панели, кроме листотрубных, используют в системах отопления с обескислороженной водой.

Стальные штампованные панели и радиаторы различных конструкций широко применяются за рубежом (в Финляндии, США, ФРГ и др.). В нашей стране выпускаются средние и низкие стальные панели с каналами колончатой и змеевиковой формы для одиночной и спаренной (по глубине) установки.

4. Панели бетонные отопительные (см. рис. VIII.6—VIII.10) изготовляют:

а) с обетонированными нагревательными элементами змеевиковой или колончатой формы из стальных труб диаметром 15 и 20 мм;

б) с бетонными, стеклянными или пластмассовыми каналами различной конфигурации (безметалльные панели).

Эти приборы располагают в ограждающих конструкциях помещений (совмещенные панели) или приставляют к ним (приставные панели). Подробное описание и характеристика панелей даются в § 82.

При применении стальных нагревательных элементов бетонные ото-

пителльные панели можно использовать при рабочем давлении теплоносителя до 1 МПа (10 кгс/см²).

Бетонные панели обладают теплотехническими показателями, близкими к показателям других гладких приборов: $k_{пр}=7,5—11,5$ Вт/(м²·К) [6,5—10 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_э/f_ф\approx1$, а также высоким тепловым напряжением металла (см. табл. III.1). Панели, особенно совмещенные, отвечают строгим архитектурно-строительным, санитарно-гигиеническим и другим требованиям.

Однако бетонные панели, несмотря на их соответствие большинству требований, предъявляемых к отопительным приборам, не получают достаточно широкого распространения из-за эксплуатационных недостатков (совмещенные панели) и трудности монтажа (приставные панели).

5. Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями: $k_{пр}=4,7—6,5$ Вт/(м²·К) [4—5,5 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_э/f_ф<$ <1, для отдельных типов конвекторов до 0,6. Тем не менее их производство во многих странах растет (при сокращении производства чугунных отопительных приборов) из-за простоты изготовления, возможности механизации и автоматизации производства, удобства монтажа (масса всего 5—8 кг/м² энп). Малая металлоемкость способствует повышению теплового напряжения металла прибора. $M=0,8—1,3$ Вт/(кг·К) [0,7—1,1 ккал/(ч·кг·°С)]. Приборы рассчитаны на рабочее давление теплоносителя до 1 МПа (10 кгс/см²).

Конвекторы могут иметь стальные или чугунные нагревательные элементы. В настоящее время в СССР выпускаются конвекторы со стальными нагревателями:

плинтусные конвекторы без кожуха (типа 15 КП и 20 КП);
низкие конвекторы без кожуха (типа «Прогресс», «Аккорд»);
низкие конвекторы с кожухом (типа «Комфорт»).

Плинтусный конвектор типа 20 КП (15 КП) состоит из стальной трубы диаметром $d_у=20$ мм (15 мм) и замкнутого оребрения высотой 90 (80) мм с шагом 20 мм, изготовляемого из листовой стали толщиной 0,5 мм, плотно посаженного на трубу. Конвекторы 20 КП и 15 КП выпускаются различной длины (через 0,25 м) и на заводе компонуются в узлы, состоящие из нескольких конвекторов (по длине и высоте), связывающих их труб и регулирующих кранов.

Следует отметить такое преимущество применения плинтусных конвекторов, как улучшение теплового режима помещений при размещении их в нижней зоне по длине окон и наружных стен; кроме того, они занимают мало места по глубине помещений (строительная глубина всего 70 и 60 мм). Их недостатками являются: затрата листовой стали, недостаточно эффективно используемой для теплопередачи, и затруднительность очистки оребрения от пыли. Хотя пылесобирающая поверхность у них невелика (меньше, чем у радиаторов), все же их не рекомендуется применять для отопления помещений с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями (в лечебных зданиях и детских учреждениях).

Низкий конвектор типа «Прогресс» является модификацией конвектора 20 КП, основанной на двух трубах, связанных общим оребрением той же конфигурации, но большей высоты.

Низкий конвектор типа «Аккорд» также состоит из двух параллельных стальных труб $d_у=20$ мм, по которым последовательно протекает теплоноситель, и вертикальных элементов оребрения (высота 300 мм) из листовой стали толщиной 1 мм, насаженных на трубы с зазорами 20 мм. Элементы оребрения, формирующие так называемую лицевую поверх-

ность прибора, имеют в плане П-образную форму (ребро 60 мм) и открыты к стене.

Конвектор типа «Аккорд» изготовляется различной длины и устанавливается в один и два ряда по высоте.

В конвекторе с кожухом увеличивается подвижность воздуха, способствующая увеличению теплопередачи прибора. Теплопередача конвекторов увеличивается в зависимости от высоты кожуха ($h_к$ на рис. III.3):

Высота кожуха $h_к$, мм	Без кожуха	250	400	600
Относительная теплопередача, %	100	115—118	130	140

Конвекторы с кожухом применяют в основном для отопления помещений общественных зданий (например, в Москве они установлены в зданиях Дворца съездов, гостиниц «Россия» и «Интурист», кинотеатра «Октябрь»).

Низкий конвектор с кожухом типа «Комфорт» состоит из стального нагревательного элемента, разборного кожуха из стальных панелей, воздуховыпускной решетки и клапана для воздушного регулирования (рис. III.3). В нагревательном элементе прямоугольные ребра насажены на две трубы $d_у = 15$ или 20 мм с шагом от 5 до 10 мм. Общая масса металла нагревателя 5,5—7 кг/м² энп.

Конвектор имеет глубину 60—160 мм, устанавливается на полу или на стене и может быть по движению теплоносителя проходным (для соединения по горизонтали с другим конвектором) и концевым (с калачом).

Наличие клапана (см. рис. III.3) для воздушного регулирования позволяет соединять конвекторы последовательно по теплоносителю без установки арматуры для регулирования его количества. Конвекторы могут быть также с искусственной конвекцией при установке в кожухе вентилятора специальной конструкции.

6. Ребристые трубы изготовляют из серого чугуна и применяют при рабочем давлении до 0,6 МПа (6 кгс/см²). Наибольшее распространение имеют фланцевые чугунные трубы, на наружной поверхности которых размещаются тонкие прилитые круглые ребра.

Внешняя поверхность ребристой трубы из-за высокого коэффициента оребрения во много раз больше, чем поверхность гладкой трубы такого же диаметра (внутренний диаметр ребристой трубы 70 мм) и длины. Компактность прибора, пониженная температура поверхности ребер при использовании высокотемпературного теплоносителя, сравнительная простота изготовления и невысокая стоимость обусловливают применение этого малоэффективного в теплотехническом отношении прибора: $k_{пр} = 4{,}7—5{,}8$ Вт/(м²·К) [4—5 ккал/(ч·м²·°С)]; $f_э/f_ф = 0{,}55—0{,}69$. К его недостаткам также нужно отнести неудовлетворительный внешний вид, малую механическую прочность ребер и трудность очистки от пыли. Ребристые трубы имеют также весьма низкий показатель теплового напряжения металла: $M = 0{,}25$ Вт/(кг·К) [0,21 ккал/(ч·кг·°С)].

Применяют их в производственных помещениях, в которых нет значительного выделения пыли, и во вспомогательных помещениях с временным пребыванием людей.

В настоящее время выпускаются круглые ребристые трубы по ограниченному сортаменту длиной от 0,75 до 2 м для горизонтальной уста-

новки. Разрабатываются сталечугунные ребристые трубы, к которым относится ребристая труба типа РК с прямоугольными ребрами 70×130 мм. Эта труба отличается простотой изготовления и относительно небольшой массой. Основанием служит стальная труба $d_у=20$ мм, залитая в чугунное оребрение толщиной 3—4 мм. Поверх ребер приливают две продольные пластины для защиты основного оребрения от механического повреждения. Прибор рассчитан на рабочее давление до 1 МПа (10 кгс/см^2).

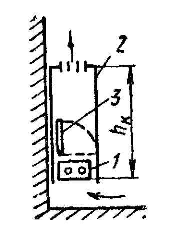


Рис III 3 Схема конвектора с кожухом

1 — нагревательный элемент, 2 — кожух, 3 — воздушный клапан

Для сравнительной теплотехнической характеристики основных отопительных приборов в табл. III.2 приведена теплопередача приборов длиной 1 м.

Таблица III.2

Теплопередача отопительных приборов длиной 1 м при $\Delta t_{ср}=64,5°$ и расходе воды 300 кг/ч

Отопительные приборы	Глубина прибора, мм	Теплопередача	
		Вт/м	ккал/(ч·м)
Радиаторы:			
типа М-140-АО	140	1942	1670
типа С-90	90	1448	1245
Панели стальные типа МЗ-500:			
одиночная	18	864	743
спаренная	78	1465	1260
Конвекторы типа 20 КП:			
однорядный	70	331	285
трехрядный	70	900	774
Конвекторы:			
типа «Комфорт» Н-9 . .	123	1087	935
типа «Комфорт-20» . . .	160	1467	1262
Ребристая труба	175	865	744

Как видно из таблицы, высокой теплопередачей на 1 м длины отличаются более глубокие отопительные приборы; наибольшую теплопередачу имеет чугунный радиатор, наименьшую — плинтусный конвектор.

7. Гладкотрубные приборы выполняют из стальных труб в форме змеевиков (трубы соединены по движению теплоносителя последовательно, что увеличивает его скорость и гидравлическое сопротивление прибора) и колонок или регистров (параллельное соединение труб с пониженным гидравлическим сопротивлением прибора).

Приборы сваривают из труб $d_у=32$—100 мм, расположенных на расстоянии одна от другой не менее выбираемого диаметра труб для уменьшения взаимного облучения и соответственно увеличения теплопередачи

Таблица III.3

Показатели отопительных приборов различных видов

Отопительные приборы	Рабочее давление в 10^5 Па (кгс/см²)	Требования, предъявляемые к приборам									
		теплотехнические		экономические		архитектурно-*строительные*		санитарно-*гигиенические*		производственно-*монтажные*	
		$k_{пр}$, Вт/(м² К)	относительная эффективность	стоимость	расход металла	внешний вид	компактность	температура поверхности	очистка от пыли	механизация изготовления	трудовые затраты при монтаже
Радиаторы:											
керамические и фарфоровые	2—4	9,5—10,5	>1	—	++	+	—	+	++	—	—
чугунные	6	9,1—10,6	До 1,35	—	—	—	+	—	—	—	—
Панели:											
стальные	6	10,5—11,5	До 1,7	++	+	+	—	—	++	++	+
бетонные	10	7,5—11,6	~1	+	++	+	±	++	+	—	±
Конвекторы: без кожуха / с кожухом	10	4,7—7	<1	±	+	∓	∓	+	—	++	+
Ребристые трубы	6	4,7—5,8	0,55—0,69	+	—	—	++	+	—	—	—
Гладкотрубные приборы	10	10,5—14	До 1,8	—	—	—	—	—	++	—	—
Калориферы	8	9—35	>1	—	+	—	++	+	—	+	—

Примечание. Знаком + отмечено выполнение, знаком — невыполнение требований, предъявляемых к приборам; знаком ++ отмечены показатели, *определяющие* основное преимущество данного вида отопительного прибора.

в помещение. Гладкотрубные приборы применяют при рабочем давлении до 1 МПа (10 кгс/см²). Они обладают высокими теплотехническими показателями: $k_{пр}=10{,}5$—14 Вт/(м²·К) [9—12 ккал/(ч·м²·°С)] и $f_э/f_ф \leqslant \leqslant 1{,}8$, причем наибольшие значения относятся к гладким стальным трубам диаметром 32 мм.

Гладкотрубные приборы отвечают санитарно-гигиеническим требованиям — их пылесобирающая поверхность невелика и легко очищается.

К недостаткам гладкотрубных приборов относятся их громоздкость, обусловленная ограниченностью площади внешней поверхности, неудобство размещения под окнами, увеличение расхода стали в системе отопления. Учитывая указанные недостатки и неблагоприятный внешний вид, эти приборы применяют в производственных помещениях, в которых происходит значительное выделение пыли, а также в тех случаях, когда не могут быть использованы приборы других видов. В производственных помещениях их часто используют для обогревания световых фонарей.

8. Калориферы — компактные нагревательные приборы значительной площади (от 10 до 70 м²) внешней поверхности, образованной несколькими рядами оребренных труб; применяют их для воздушного отопления помещений в местных и центральных системах. Непосредственно в помещениях калориферы используют в составе воздушно-отопительных агрегатов различных типов или для рециркуляционных воздухонагревателей (см. § 72—73). Калориферы рассчитаны на рабочее давление теплоносителя до 0,8 МПа (8 кгс/см²); их коэффициент теплопередачи зависит от скорости движения воды и воздуха, поэтому может изменяться в широких пределах от 9 до 35 и более Вт/(м²·К) [от 8 до 30 и более ккал/(ч·м²·°С)].

В табл. III.3 приведены показатели отопительных приборов различных видов; условно отмечено выполнение или невыполнение требований, предъявляемых к приборам.

§ 23. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Передача тепла от теплоносителя — воды или пара — в помещение происходит через стенку отопительного прибора. Интенсивность теплового потока характеризуется коэффициентом теплопередачи $k_{пр}$. Величина коэффициента теплопередачи выражается плотностью теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенного к разности температуры теплоносителя и воздуха, разделенных стенкой. Термин «плотность» в данном случае применен к количеству тепла, переносимого в единицу времени через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи отопительного прибора численно равен величине, обратной общему сопротивлению $R_{пр}$ тепловому потоку от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{пр} = \frac{1}{R_{пр}}. \qquad \text{(III.5)}$$

Величина $R_{пр}$ слагается из сопротивления теплообмену $R_в$ у внутренней поверхности стенки прибора, сопротивления теплопроводности стенки $R_{ст}$ и сопротивления теплообмену $R_н$ у внешней поверхности прибора $F_{пр}$:

$$R_{пр} = R_в + R_{ст} + R_н. \qquad \text{(III.6)}$$

Процесс переноса тепла от теплоносителя в помещение осуществляется: от теплоносителя к стенке прибора — конвекцией и теплопроводностью, через стенку — только теплопроводностью, а от стенки в помещение — конвекцией, радиацией и теплопроводностью. В сложном случае передачи тепла основным явлением, как будет выяснено ниже, преимущественно является конвекция.

При передаче теплового потока через плоскую стенку сопротивление теплообмену со средой, окружающей стенку, определяется коэффициентом внешнего теплообмена и равняется $\frac{1}{\alpha_н}$.

При передаче теплового потока через цилиндрическую стенку (например, гладкотрубного отопительного прибора) сопротивление теплообмену со средой приводится к диаметру трубы $\frac{1}{\alpha_н d}$.

При передаче теплового потока через шаровую стенку (например, в углу чугунного прибора) влияние развития площади внешней поверхности сказывается еще сильнее и сопротивление теплообмену со средой выражается $\frac{1}{\alpha_н d^2}$.

В этой закономерности проявляется различие в размерах внешней поверхности плоской стенки, трубы и шара.

Известно также, что коэффициент конвективного теплопереноса в слое воздуха значительно меньше такового в слое воды или пара и поэтому сопротивление внешнему теплообмену у стенки отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развивать площадь внешней поверхности отопительного прибора. В отопительных приборах это выполняется путем создания специальных выступов, приливов и оребрения.

Рассмотрим слагаемые выражения (III.6) применительно к отопительному прибору с несколько развитой площадью внешней поверхности $F_{пр}$ по сравнению с площадью внутренней поверхности $F_в$.

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности, отнесенное к площади внешней поверхности прибора (отношение площадей равно $F_{пр}/F_в$),

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в}\frac{F_{пр}}{F_в} = R'_в F_{пр}. \qquad (III.7)$$

Коэффициент теплообмена у внутренней поверхности прибора $\alpha_в$ изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя: наибольших значений он достигает при паре; при воде его величина порядка сотен и десятков Вт/(м²·К) определяется в основном скоростью движения и температурой воды.

В емких чугунных и стальных радиаторах передача тепла через пограничный слой часто происходит при незначительной скорости движения воды — около 0,001 м/с. Такой скорости соответствует величина $Re_т \approx 80$, относящаяся к ламинарному режиму течения воды ($Re_т < 3 \cdot 10^3$).

Коэффициент теплообмена в пограничном слое воды у внутренней поверхности стенки радиатора при этом определяется по уравнению подобия:

$$Nu_т = 0,17 Re_т^{0,33} Pr_т^{0,43} Gr_т^{0,1} \left(\frac{Pr_т}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \qquad (III.8)$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура воды $t_т$, а за определяющий размер — эквивалентный диаметр $d_э$. Теплообмен, как видно из уравнения (III.8), зависит не только от режима течения, который определяется числом $Re_т$, и физических свойств воды, характеризуемых числом $Pr_т$, но и от естественной конвекции воды (число $Gr_т$) и направления теплового потока (отношение $Pr_т/Pr_{ст}$, где число $Pr_{ст}$ определяется при температуре стенки).

Для учета зависимости теплообмена от направления теплового потока требуется знать температуру стенки прибора $\tau_{ст}$. В расчетах можно

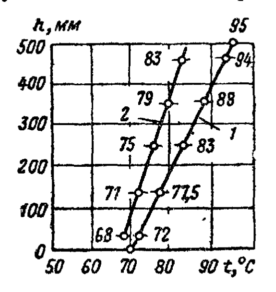


Рис. III.4. Изменение температуры воды *1* и наружной поверхности *2* по высоте *h* чугунного радиатора

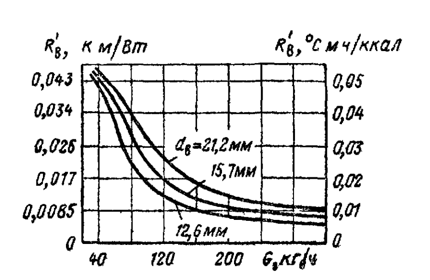


Рис. III.5. Зависимость сопротивления теплообмену $R'_в$ от расхода теплоносителя G и внутреннего диаметра трубы $d_в$

ограничиться приближенной оценкой $\tau_{ст} \approx 0{,}9\ t_т$, так как отношение чисел Прандтля входит в уравнение (III.8) лишь в степени 0,25.

Формула (III.8) дает среднее по длине значение коэффициента теплообмена при отношении длины к диаметру $l/d_э > 50$. При длине $l < 50 d_э$, характерной для большинства отопительных приборов, величина $\alpha_н$ возрастает. Поправочный коэффициент имеет значение, например, при $l/d_э = 20$—1,13, а при $l/d_э = 10$ увеличивается до 1,28.

Из уравнения (III.8) после его преобразования в обычных расчетных условиях для чугунных радиаторов можно получить $\alpha_в \approx 60$ Вт/(м²·К) [50 ккал/(ч·м²·°С)]. Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности обусловливает снижение температуры наружной поверхности радиаторов по сравнению с температурой воды. Из рис. III.4 видно, что в средней по высоте части прибора температура понижается не менее чем на 7—8° (прямая *1* представляет собой предполагаемое по линейному закону изменение температуры воды, прямая *2* построена по измеренной в натуре температуре поверхности по высоте радиатора).

По формуле (III.7) можно установить, что для радиатора с отношением $F_{пр}/F_в = 1{,}3$ сопротивление теплообмену у внутренней поверхности стенки составляет:

$$R_в \approx \frac{1}{60}\,1{,}3 = 2{,}2 \cdot 10^{-2}\ К \cdot м^2/Вт$$

$$[2{,}6 \cdot 10^{-2}\ °С \cdot м^2 \cdot ч/ккал].$$

В прямых гладких трубах конвекторов и панелей теплообмен у внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом движения воды. При ламинарном и слабо развитом турбулентном режимах

коэффициент теплообмена $\alpha_в$ находится из уравнения (III.8), при турбулентном режиме ($Re_т > 10^4$) — из уравнения подобия

$$Nu_т = 0,021 Re_т^{0,8} Pr_т^{0,43} \left(\frac{Pr_т}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}. \qquad (III.9)$$

Формула (III.9) также применима при длинных трубах (при $l/d > 50$). При коротких трубах (при $l/d < 50$) передача тепла протекает более интенсивно, чем при длинных. Поправочный коэффициент к величине $\alpha_в$ имеет значение, например, при $l/d = 20$—1,13 ($Re_т = 10^4$), уменьшающееся по мере возрастания числа $Re_т$.

Для труб малого диаметра на основании рис. III.5 можно установить, что с увеличением расхода воды коэффициент теплообмена $\alpha_в$ заметно возрастает, а затем при массовом расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникающий центробежный эффект вызывает так называемую вторичную циркуляцию, и вследствие этого перенос тепла усиливается. Поэтому значение коэффициента внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

Сопротивление теплопроводности стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности равно:

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \frac{F_{пр}}{F_в}. \qquad (III.10)$$

Для относительно толстостенного чугунного радиатора сопротивление теплопроводности стенки (средняя толщина 4 мм) составляет:

$$R_{ст} = \frac{0,004}{50} 1,3 \approx 1 \cdot 10^{-4} \text{ К·м}^2/\text{Вт}$$

$$[1,2 \cdot 10^{-4} \text{ °С·м}^2\text{·ч/ккал}],$$

т. е. пренебрежимо мало по сравнению с другими величинами, составляющими общее сопротивление тепловому потоку для прибора.

В бетонных отопительных панелях сопротивление теплопроводности слоя бетона заметно отражается на общем сопротивлении теплопередаче прибора. Это сопротивление зависит от диаметра труб d, расстояния между ними — шага труб s, глубины заложения труб h, теплопроводности массива бетона $\lambda_м$, а также различно для панелей с односторонней и двухсторонней теплоотдачей.

Для бетонных панелей с трубчатыми греющими элементами обычно определяется сопротивление теплопроводности массива бетона $R'_м$, отнесенное к 1 м трубы при теплопроводности бетона $\lambda_м = 1$ Вт/(м·К) [1 ккал/(ч·м·°С)]. На рис. III.6, *а* и *б* приведены графики для определения $R'_м$, отнесенного к 1 м трубы, расположенной в ряду среди других (средняя труба). В специальной литературе можно также найти данные для отыскания $R'_м$, отнесенного к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели.

Сопротивление теплопроводности массива панели при теплопроводности бетона, отличающейся от указанной на рис. III.6, составит:

$$R_м = \frac{R'_м}{\lambda_м} s, \qquad (III.11)$$

где s — шаг труб, м, численно равный площади наружной поверхности, соответствующей 1 м средней трубы в панели.

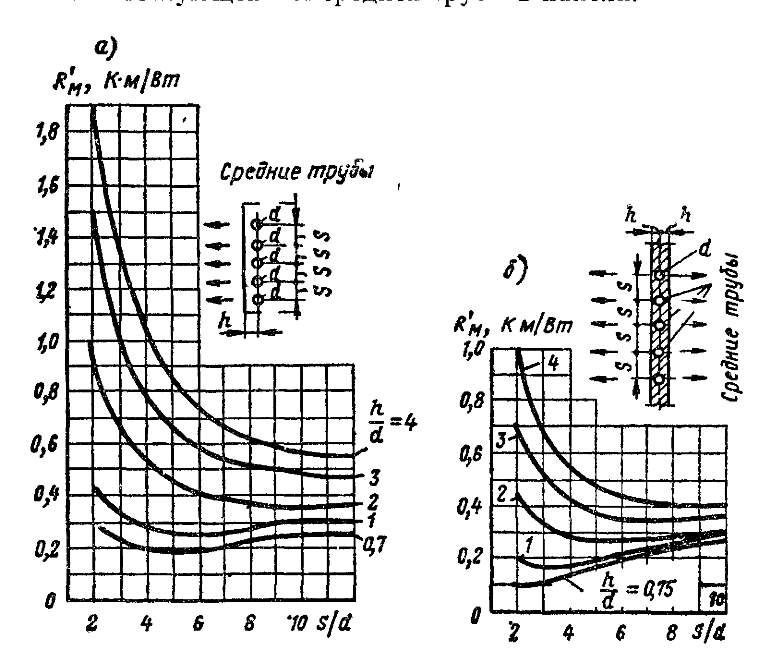


Рис III 6 Графики для определения сопротивления теплопроводности массив бетона, отнесенного к 1 м средних труб отопительной панели, при теплопроводности $\lambda_м = 1$ Вт/(м·К)

а — при односторонней, *б* — при двухсторонней теплоотдаче

Сопротивление теплообмену у внешней поверхности прибора равно:

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (III.12)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена у наружной поверхности отопительного прибора.

Этот коэффициент внешнего теплообмена может быть представлен при равенстве $t_п = t_в = t_R$ (см. § 12) в виде суммы коэффициентов конвективного $\alpha_к$ и лучистого $\alpha_л$ теплопереноса:

$$\alpha_н = \alpha_к + \alpha_л. \qquad (III.13)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха обусловливается температурным напором. Коэффициент конвективного теплоперехода определяется из уравнения подобия:

$$Nu_{ср} = \beta (Gr \cdot Pr)^n_{ср}. \qquad (III\ 14)$$

В качестве определяющей температуры здесь принята средняя температура пограничного слоя $t_{ср}=0,5(\tau_{ст}+t_в)$.

Для условий свободной конвекции воздуха при $(Gr \cdot Pr)_{ср} > 2 \cdot 10^7$ показатель степени $n=\frac{1}{3}$, а постоянный множитель β получает некоторые значения в зависимости от положения поверхности отопительного прибора в пространстве и температуры (в среднем для вертикальных приборов $\beta=0,135$).

При свободном движении воздуха с $t_в=20°$ С у гладкой поверхности вертикального отопительного прибора, имеющей температуру до 150° С, число $Pr \approx 0,7$ и уравнение (III.14) может быть представлено в виде:

$$Nu_{ср}=0,12Gr_{ср}^{1/3}. \qquad (III.15)$$

При температуре воды $t_{вх}=95°$ С и $t_{вых}=70°$ С для чугунных радиаторов по уравнению (III.15) можно получить

$$\alpha_к=1,66(\tau_{ст}-t_в)^{1/3}=6,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К) [5,7 ккал/(ч}\cdot\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{C)]}.$$

У бетонных отопительных панелей неравномерность температурного поля, зависящая от шага греющих труб в массиве панели, влияет на интенсивность конвективного теплообмена на поверхности панели В частности, для вертикальной греющей панели, по данным исследований, проведенных в ЛИСИ[1], процесс внешнего конвективного теплообмена может характеризоваться тем же уравнением (III.15) с введением поправочного коэффициента:

$$Nu_{ср}=0,12kGr_{ср}^{1/3}, \qquad (III.15а)$$

где $k=f(\vartheta)$ — поправочный коэффициент, учитывающий степень неравномерности температурного поля ϑ на поверхности панели; причем $\vartheta=\frac{\Delta\tau_м}{\tau_{ср}}$;

$\Delta\tau_м$ — максимальная разность температуры на поверхности панели;

$\tau_{ср}$ — средняя температура поверхности панели.

Влияние неравномерности температурного поля ϑ вертикальной греющей панели на интенсивность теплообмена конвекцией характеризуется следующими данными:

ϑ	0,04	0,09	0,2	0,4	0,8
k	0,9	0,85	0,79	0,69	0,61

При вынужденном движении воздуха передача тепла конвекцией зависит от скорости его движения. Коэффициент теплообмена конвекцией у плоской стенки отопительного прибора при $Re > 10^5$ может быть найден из уравнения подобия:

$$Nu=0,032Re^{0,8}, \qquad (III.16)$$

а для прямых гладких труб — из преобразованного уравнения (III.9):

$$Nu=0,018Re^{0,8}. \qquad (III.17)$$

[1] Сборник трудов № 66 Ленинградского инженерно-строительного института, Л., 1971.

За определяющую температуру здесь принята начальная температура воздуха $t_в$, а за определяющий размер — длина стенки отопительного прибора по направлению потока воздуха или эквивалентный диаметр трубы.

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения. По формуле (II.6) можно вычислить значение $\alpha_л$ для таких металлических приборов с гладкой поверхностью, как чугунные радиаторы:

$$\alpha_л = b_{1-R} C_{пр} \varphi_{1-R} = 1,3 \cdot 5,1 \cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \ [2,9 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot {}^\circ\text{С)}].$$

Коэффициент облученности φ_{1-R} здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых радиаторов характерно частичное поглощение лучистого потока близко расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями. Температурный коэффициент b_{1-R} в данном случае составляет около 1,3.

Сопоставляя значение

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н} = \frac{1}{6,6+3,3} = 1,01 \cdot 10^{-1} \text{ К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт} \ [1,17 \cdot 10^{-1} \, {}^\circ\text{С} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч/ккал}]$$

с ранее полученными значениями $R_в$ и $R_{ст}$, можно сделать вывод, что величина коэффициента теплопередачи металлических отопительных приборов $k_{пр}$ с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена у их внешней поверхности. Для неметаллических отопительных приборов $k_{пр}$ существенно зависит также и от теплопроводности материала их стенок.

Внешняя поверхность некоторых металлических отопительных приборов — конвекторов, ребристых труб, калориферов — имеет специальное стальное или чугунное оребрение прямоугольными или круглыми пластинами. В сложном процессе теплообмена у их наружной поверхности участвуют пластины-ребра и гладкие трубы.

Коэффициент теплообмена у внешней поверхности ребристой трубы может быть представлен уравнением

$$\alpha_н = (\alpha_к + \alpha_л)\left[1 - \frac{F_р}{F_{пр}}(1 - E)\right], \quad \text{(III.18)}$$

где $F_р$, $F_{пр}$ — площадь внешней поверхности соответственно ребер-пластин и прибора в целом; причем в площадь прибора входит также свободная площадь поверхности трубы, несущей ребра ($F_р + F_{тр} = F_{пр}$);

E — коэффициент термической эффективности ребра, характеризующий распределение температуры по поверхности ребра; причем $E \leqslant 1$. Чем ближе средняя температура к температуре трубы, тем выше значение E (для трубы без оребрения $E = 1$).

Для отопительных приборов с сильно оребренной поверхностью доля передачи тепла излучением со всей площади внешней поверхности, попадающая в помещение, составляет всего 5—10% общего теплового потока. Поэтому в уравнении (III.18) главным является конвективный теплообмен.

Коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_к$ для условий свободной

конвекции воздуха может быть найден из уравнений подобия при значении числа $\mathrm{Pr} \approx 0{,}7$:

для горизонтальной трубы

$$\mathrm{Nu} = 0{,}478\,\mathrm{Gr}^{0{,}25}; \qquad (\mathrm{III}.19)$$

для вертикальной пластины

$$\mathrm{Nu} = 0{,}7\,\mathrm{Gr}^{0{,}25}. \qquad (\mathrm{III}.20)$$

Существенное влияние на интенсивность конвективного теплообмена у поверхности вертикального ребра отопительного прибора оказывает взаимное направление теплового и воздушного потоков. При нагревании, например, верхнего торца ребра теплообмен конвекцией по вышеупомянутым исследованиям, проведенным в ЛИСИ, протекает на 30% активнее, чем при нагревании нижнего торца, и на 25% интенсивнее, чем при нагревании боковой кромки ребра. Это явление объясняется различием значений температурного напора по высоте ребра.

Подобное же явление отмечается в теплопередаче радиаторов при различных схемах движения воды в них. Однако влияние направления распространения теплового и воздушного потоков сглаживается по мере выравнивания температурного поля на поверхности отопительных приборов, а сам процесс конвективного теплообмена интенсифицируется (например, при увеличении расхода воды в радиаторах, см. рис. III.10).

Расчеты для оребренных отопительных приборов показывают, что у чугунных прямоугольных ребристых труб сопротивление теплопроводности самих ребер толщиной 3—5 мм можно не учитывать. Допустимо также определять сопротивление $R_{\text{н}}$, отнесенное ко всей площади внешней поверхности прибора ($F_{\text{пр}} = F_{\text{р}} + F_{\text{тр}}$), по формуле (III.12) при высоте ребер, не превышающей 50—65 мм, т. е. практически для всех реальных конструкций конвекторов и ребристых труб.

Исследования процесса теплопередачи в водяных конвекторах с кожухом позволили установить, что практически коэффициент теплообмена у их внешней поверхности в условиях естественного движения воздуха может считаться близким к $\alpha_{\text{н}} = 7$ Вт/(м²·К) [6 ккал/(ч·м²·°С)].

Среднее значение коэффициента теплообмена у внешней поверхности $\alpha_{\text{н}}$ в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления составляет, Вт/(м²·К) или (в скобках) ккал/(ч·м²·°С):

для вертикальных бетонных отопительных панелей	11,5(10)
для радиаторов	10(8,5)
» конвекторов с кожухом	7(6)

Доля лучистого теплопереноса у конвекторов с кожухом наименьшая.

На основании изложенного следует повторить в более общем виде вывод, сделанный ранее, о преобладающем влиянии интенсивности теплообмена у внешней поверхности отопительных приборов на величину теплового потока от теплоносителя в помещение и об определяющем значении внешней конвекции в этом процессе для гладких и особенно для оребренных вертикальных приборов.

Коэффициент теплопередачи каждого нового отопительного прибора, помимо предварительного аналитического исследования по приведенным выше зависимостям процессов внутреннего и внешнего теплопереноса и

теплопроводности, выявляется опытным путем. Экспериментальный путь определения коэффициента теплопередачи выбирается в связи с наличием многих факторов, влияющих на величину коэффициента прямо или косвенно и затрудняющих точное его определение расчетным путем. При экспериментах в большинстве случаев не проводится разделения теплового потока на части, выражающие передачу тепла конвекцией и радиацией.

Для дальнейшего рассмотрения практического способа вычисления коэффициента теплопередачи отопительного прибора следует разделить все факторы на основные, определяющие величину $k_{пр}$, и дополнительные, влияющие в некоторой степени на его величину.

Основные факторы, определяющие величину коэффициента теплопередачи отопительного прибора, — это конструктивные особенности прибора и условия его эксплуатации.

Конструктивные особенности отопительных приборов, влияющие на внешние условия теплопередачи от теплоносителя в помещение.

Для гладкотрубных приборов коэффициент теплопередачи $k_{пр}$ уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена на поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу, и взаимным экранированием поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Уменьшение коэффициента теплопередачи ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры по длине ребра и взаимным экранированием поверхностей смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных отопительных приборов — радиаторов по тем же причинам на величину $k_{пр}$ влияют форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем ниже секция, тем выше $k_{пр}$), число секций, но в общем значение коэффициента теплопередачи радиаторов всегда выше, чем ребристых труб и конвекторов.

Для конвекторов, кроме отмеченного выше, можно констатировать возрастание интенсивности теплообмена у их внешней поверхности с увеличением высоты ребер до определенного предела (около 130 мм при толщине ребер 1 мм), увеличение $k_{пр}$ при увеличении высоты кожуха, а также наличие определенных расстояния между ребрами (около 6 мм при ребрах 50×100 мм) и толщины ребер для получения наивысшего значения $k_{пр}$.

Коэффициент теплопередачи бетонных отопительных панелей зависит от диаметра и глубины заложения греющих труб в массив бетона, расстояния между смежными трубами, положения (горизонтального или вертикального) панелей и высоты вертикальных и размеров горизонтальных панелей. Увеличению $k_{пр}$ способствуют уменьшение глубины заделки и расстояния между трубами, уменьшение высоты панелей, а также увеличение диаметра труб.

Области значений коэффициента теплопередачи для основных видов отопительных приборов представлены на рис. III.7.

Эксплуатационные условия. В эксплуатационных условиях коэффициент теплопередачи теплообменных аппаратов изменяется под влияни-

ем таких переменных факторов, как температурный напор Δt, скорость теплоносителя w и скорость нагреваемой среды v:

$$k = f(\Delta t,\ w,\ v). \qquad (III.21)$$

Температурный напор изменяется в зависимости от уровня температуры двух сред, т. е. применительно к отопительным приборам — от температуры теплоносителя $t_т$ и температуры воздуха помещения $t_в$:

$$\Delta t = t_т - t_в. \qquad (III.22)$$

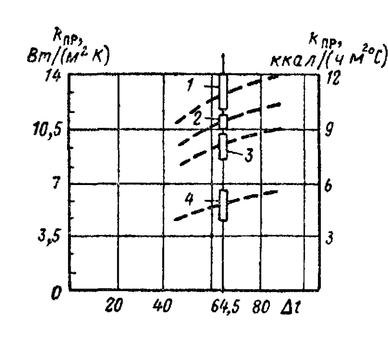


Рис III 7. Области значений коэффициента теплопередачи приборов
1 — гладкотрубных, 2 — панельных, 3 — секционных радиаторов, 4 — ребристых

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи.

Температуру наиболее распространенного теплоносителя — воды принято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между температурой воды, входящей и выходящей из прибора, хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметическом значении температуры воды, является относительной расчетной величиной, принимаемой при испытаниях, а затем и при определении необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Физическая неточность этой величины особенно проявляется тогда, когда фактическое количество воды, протекающей через прибор, отличается от предполагаемого (например, при трубчатых приборах). Точно известна в таких случаях лишь температура воды, входящей в прибор.

Температура другого теплоносителя — пара определяется в зависимости от давления пара в приборе как температура насыщенного пара, этой же температуре равна и температура конденсата в приборе.

Скорость движения воды в приборе w зависит от площади его внутреннего сечения и количества воды $G_{пр}$, протекающей в единицу времени через прибор, т. е. от расхода. Расход воды $G_{пр}$ влияет на равномерность температурного поля на наружной поверхности прибора. Действительно, с увеличением расхода уменьшается степень охлаждения воды в приборе и различие в температуре его отдельных частей (особенно такого прибора, как радиатор емкостью около 5 л/м² энп), средняя температура поверхности прибора повышается, вследствие чего увеличивается коэффициент теплопередачи.

Повышенная скорость движения воздуха v у внешней поверхности (несколько метров в секунду) характерна для калориферов, обычно находящихся в вынужденном потоке воздуха, и их коэффициент теплопередачи в значительной степени зависит от v. Для других отопительных приборов, даже для конвекторов, некоторое изменение подвижности ок-

ружающего воздуха (на десятые доли метра в секунду) является не определяющим, а дополнительным фактором, влияющим на коэффициент теплопередачи.

Можно установить, что в процессе эксплуатации значение коэффициента теплопередачи водяного отопительного прибора (за исключением калорифера) обусловливается прежде всего величиной среднего температурного напора (см. пунктирные линии на рис. III.7) и, кроме того, количеством протекающей через него воды:

$$k_{\text{пр.в}} = f\,(\Delta t_{\text{ср}},\ G_{\text{пр}}). \qquad \text{(III.23)}$$

Коэффициент теплопередачи парового отопительного прибора зависит только от температурного напора, который постоянен при определенном давлении пара:

$$k_{\text{пр.п}} = f\,(\Delta t). \qquad \text{(III.24)}$$

Следует еще раз подчеркнуть, что для водяного прибора, особенно емкого, определение коэффициента теплопередачи в зависимости от расхода воды является условным. Расход отражается лишь (кроме влияния на $\alpha_{\text{в}}$) на температуре воды, выходящей из приборов. В данном случае с расходом воды связывается равномерность внешнего температурного поля приборов.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора приводятся к указанным выше зависимостям и могут быть выражены следующими эмпирическими формулами:

$$k_{\text{пр}} = a + b\cdot\Delta t \qquad \text{(III.25)}$$

или

$$k_{\text{пр}} = m\cdot\Delta t^{n}\,. \qquad \text{(III.26)}$$

где a, b, m — экспериментальные численные коэффициенты;
n — показатель степени, устанавливаемый при испытаниях новой конструкции отопительного прибора (получается в пределах от 0,14 до 0,45).

Первая из приведенных формул несколько проще для вычислений, однако вторая дает совпадение с экспериментальными данными в большем диапазоне температурного напора, более наглядна и удобна для расчетов на ЭВМ и построения графиков центрального качественного регулирования систем отопления.

При теплоносителе воде зависимость (III.23) с учетом формулы (III.26) приобретает следующий вид:

$$k_{\text{пр.в}} = m\cdot\Delta t_{\text{ср}}^{n}\,\overline{G}^{p}, \qquad \text{(III 27)}$$

где $\overline{G}$ — относительный расход воды в отопительном приборе (отношение действительного расхода воды к испытательному, принятому при экспериментальных исследованиях);
p — показатель степени по экспериментальным данным.

При теплоносителе паре используется формула (III.26).

Кроме рассмотренных двух основных факторов, на коэффициент теплопередачи отопительных приборов влияют другие факторы, названные выше дополнительными.

Среди многочисленных **дополнительных факторов** можно выделить следующие:

а) место установки отопительного прибора в помещении и конструкция ограждения прибора.

При установке прибора у внутреннего ограждения коэффициент теплопередачи повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении. Точно также $k_{пр}$ увеличивается при свободной установке по сравнению с установкой приборов в нишах стен. Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно понизить величину $k_{пр}$;

б) способ присоединения отопительного прибора к трубам системы водяного отопления.

Характер циркуляции воды в приборе, связанный с местом ее подвода и отвода (вверху или внизу прибора), отражается на равномерности температурного поля на внешней поверхности прибора, а следовательно, и на величине коэффициента теплопередачи;

в) окраска отопительного прибора.

Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие повышенной излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного радиатора на 2,2%, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5%. Терракотовая краска, растворенная в бензине (матовая поверхность), увеличивает теплопередачу радиатора на 0,9%, эта же краска, разведенная на натуральной олифе (блестящая поверхность), уменьшает ее на 1,7%.

Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность отопительной панели — прибора с повышенным излучением — снижает теплопередачу на 13%. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу.

На значении коэффициента теплопередачи сказываются также качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

§ 24. ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ПРИБОРА

При разработке новой конструкции отопительного прибора и при изготовлении прибора на заводе всегда проявлялось стремление, с одной стороны, всемерно повысить коэффициент теплопередачи, с другой — увеличить площадь внешней поверхности каждого элемента как измерителя, определяющего объем выпускаемой продукции (даже в ущерб величине коэффициента теплопередачи).

С целью получения единого теплотехнического и производственного показателя в нашей стране в 1957 г. было введено измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов в условных единицах площади. За условную единицу площади был принят квадратный метр эквивалентной нагревательной поверхности ($м^2$ энп) или, короче, эквивалентный квадратный метр (экм). Такое измерение площади нагревательной поверхности стимулирует выпуск совершенных в теплотехническом отношении приборов,

Эквивалентным квадратным метром называется такая площадь теплоотдающей поверхности стандартно установленного отопительного прибора, через которую при средней температуре теплоносителя в приборе 82,5° С в воздух с температурой 18° С передается тепловой поток, равный 506 Вт (435 ккал/ч). За стандартную принимается открытая установка прибора у наружной стены с односторонним присоединением к трубам.

При расчетной разности температуры воды 95—70° С и температурном напоре, равном $\frac{95+70}{2}-18=82{,}5-18=64{,}5°$ С, для передачи в помещение 506 Вт или 506·3,6 кДж/ч (435 ккал/ч) необходимо в расчете на 1 м² энп пропустить через отопительный прибор воды в количестве [по формуле (III.2)]:

$$G=\frac{506\cdot 3{,}6}{4{,}187(95-70)}=17{,}4\ \text{кг/(ч}\cdot\text{м}^2\ \text{энп)};\qquad \left[G=\frac{435}{1\,(95-70)}=17{,}4\ \text{кг/(ч}\cdot\text{м}^2\ \text{энп)}\right]. \quad \text{(III.28)}$$

Это, в частности, испытательный расход воды для 1 м² энп секционного радиатора, на который делалась ссылка в пояснении к формуле (III.27).

Выпускавшийся в 1957 г. секционный радиатор типа Н-136 (его строительная глубина 136 мм, монтажная высота 500 мм) был принят за эталон. Через один квадратный метр внешней физической поверхности эталонного радиатора Н-136 (площадь поверхности четырех секций) при испытании в стандартных условиях (испытывался радиатор, состоящий из восьми секций) передавался в помещение тепловой поток, равный как раз 506 Вт (435 ккал/ч). Следовательно, восемь секций радиатора Н-136 имели площадь теплоотдающей поверхности, равную 2 м² или 2 м² энп (экм).

Исчисление площади внешней поверхности любого отопительного прибора в условных единицах и определение для одного и того же элемента прибора (секции, ребристой трубы, конвектора, панели) отношения площади эквивалентной нагревательной поверхности $f_э$ к площади его физической внешней поверхности $f_ф$ (см. § 22) есть сравнение конкретного прибора с эталонным.

Для каждого отопительного прибора площадь внешней поверхности в м² энп (экм) является таким же характерным показателем, как и площадь поверхности в м². Любой отопительный прибор будет совершеннее в теплотехническом отношении эталонного радиатора, если его эквивалентная площадь $F_э$ в экм будет больше площади внешней физической поверхности $F_ф$ в м². Например, если прибор имеет $F_э=6$ экм и $F_ф=5$ м², то его 1 экм $=\frac{5}{6}$ м² и тепловой поток в 506 Вт (435 ккал/ч) передается прибором в стандартных условиях с $\frac{5}{6}$ м² его внешней поверхности или его 1 м² $=\frac{6}{5}$ экм и теплопередача с 1 м² поверхности составляет $506\,\frac{6}{5}=607$ Вт/м² [522 ккал/(ч·м²)].

Сопоставление площади поверхности одного элемента отопительного прибора в м² энп (экм) с площадью его поверхности в м² дает возможность судить о совершенстве прибора в теплотехническом отношении (см. § 21).

Сказанное можно также пояснить схемами, изображенными на рис. III.8. На рисунке представлены два отопительных прибора равных размеров, состоящие из трех элементов с физической поверхностью по 1 м². Прибор на рис. III.8, *а* имеет эквивалентную площадь нагревательной поверхности в экм $F_э > 3$, что свидетельствует о высоком коэффициенте теплопередачи. Поэтому часть длины этого прибора, соответствующая площади поверхности в 1 экм (на чертеже заштрихована), меньше длины одного элемента — $l_1 < l$. Прибор на рис. III.8, *б* имеет площадь эквивалентной нагревательной поверхности в экм $F_э < 3$ и, следовательно, обладает низким коэффициентом теплопередачи. Поэтому часть его длины, соответствующая 1 экм, больше длины одного элемента, т. е. $l_2 > l$.

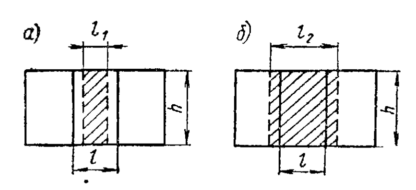


Рис. III.8 Схематическое изображение площади эквивалентной нагревательной поверхности в 1 экм (заштрихована) двух отопительных приборов в сравнении с их физической площадью поверхности в 1 м², соответствующей длине l

а и *б* — соответственно для приборов с высоким и низким коэффициентом теплопередачи

Следует сделать вывод: чем совершеннее в теплотехническом отношении отопительный прибор, тем меньше площадь его физической поверхности, передающая тепловой поток, равный 506 Вт (435 ккал/ч). Можно, например, измерить выпущенные заводом 1000 м² стальных панелей примерно 1400 экм и 1000 м² ребристых труб — только 690 экм.

Измерение поверхности отопительных приборов в м² энп не изменяет формы уравнений (III.25)—(III.27); изменяются лишь численные коэффициенты a, b и m (при сохранении значений n и p).

Уравнение (III.27) для водяных отопительных приборов примет вид:

$$k_{э.в} = m' \cdot \Delta t_{ср}^{n} \bar{G}^{p}. \qquad (III.29)$$

Для паровых отопительных приборов уравнение (III.26) принимает вид:

$$k_{э.п} = m' \cdot \Delta t^{n}, \qquad (III.30)$$

где $k_э$ — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м² эквивалентной нагревательной поверхности прибора;

m' — экспериментальный численный коэффициент.

На основании уравнений (III.29) и (III.30) можно написать формулы для определения **плотности теплового потока,** передаваемого через 1 м² эквивалентной нагревательной поверхности (через 1 экм) любого отопительного прибора.

При теплоносителе воде

$$q_{э.в} = k_{э.в} \cdot \Delta t_{ср} = \left(m' \, \Delta t_{ср}^{n} \bar{G}^{p}\right) \Delta t_{ср} = m' \cdot \Delta t_{ср}^{1+n} \bar{G}^{p}; \qquad (III.31)$$

при теплоносителе паре

$$q_{э.п} = m' \cdot \Delta t^{1+n}, \qquad (III.32)$$

где $q_э$ — поверхностная плотность теплового потока, Вт/м² энп [ккал/(ч·м² энп)].

В этих формулах и в приведенных выше уравнениях температурный напор вычисляется по выражению (III.22) как $\Delta t = t_т - t_в$ в зависимости от средней температуры теплоносителя в отопительных приборах.

В системах водяного отопления, как уже указывалось, за температуру теплоносителя $t_т$ принимается

$$t_т = t_{ср} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}, \qquad (III.33)$$

т. е. полусумма температуры воды, входящей $t_{вх}$ и выходящей $t_{вых}$ из прибора.

Применительно к однотрубным системам водяного отопления с последовательно соединенными отопительными приборами выражение (III.33), если тепловая мощность прибора $Q_{пр}$, Вт, принимает вид:

$$t_т = t_{ср} = t_{вх} - \frac{\Delta t_{пр}}{2} = t_{вх} - \frac{3,6\,Q_{пр}}{2cG_{пр}}, \qquad (III.34)$$

$$\text{обозначая } t_{вх} - t_{вых} = \Delta t_{пр} = \frac{3,6\,Q_{пр}}{cG_{пр}}.$$

Уравнение (III.34) более удобно для пользования, так как при расчете площади нагревательной поверхности приборов в однотрубных стояках известна температура воды, входящей в прибор, а температура выходящей воды зависит от расхода $G_{пр}$, не всегда заранее известного.

В двухтрубных системах водяного отопления с параллельно соединенными отопительными приборами температура воды, входящей и выходящей из прибора, в большинстве случаев принимается без учета ее понижения вследствие охлаждения в магистралях. Тогда за температуру воды, входящей в каждый прибор, может быть принята общая температура горячей воды в системе $t_г$; за температуру воды, выходящей из каждого прибора, — общая температура охлажденной воды в системе $t_о$, и выражение (III.33) перепишется в виде:

$$t_т = t_{ср} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} = \frac{t_г + t_о}{2}, \qquad (III.35)$$

где $t_г$ — расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления;

$t_о$ — расчетная температура охлажденной (обратной, как ее часто называют) воды, уходящей из системы.

В системах парового отопления, как уже отмечалось, за температуру теплоносителя принимается

$$t_т = t_{нас}, \qquad (III.36)$$

где $t_{нас}$ — температура насыщенного пара, поступающего в отопительный прибор. Эта температура, как известно, зависит от давления пара и не изменяется при его конденсации.

Выражение для определения относительного расхода воды в отопительном приборе $\overline{G}$ в формулах (III.29) и (III.31) имеет вид:

для колончатых радиаторов и колончатых стальных панелей при испытательном расходе воды $G_{исп} = 17,4$ кг/(ч·м^2 энп) по (III.28)

$$\overline{G} = \frac{G_{пр}}{17,4\,F_р}; \qquad (III.37)$$

для остальных отопительных приборов

$$\overline{G}=\frac{G_{пр}}{G_{исп}}, \qquad (III.37а)$$

где $F_р$ — расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора или колончатой панели, м² энп.

Для определения относительного расхода воды в колончатых радиаторах и панелях необходимо знать площадь нагревательной поверхности (чтобы найти действительный расход воды, приходящийся на 1 м² энп), которая в вычислениях является искомой величиной. Поэтому выражение (III.37) должно быть видоизменено, что будет сделано несколько ниже.

Каждая формула для определения плотности теплового потока, передаваемого через 1 м² энп конкретного отопительного прибора при теплоносителе воде, отражает влияние на тепловой поток, поступающий в помещение, следующих факторов:

а) температурного напора $\Delta t_{ср}$ (как и при теплоносителе паре);

б) расхода воды $G_{пр}$;

в) дополнительной потери тепла через наружное ограждение в связи с размещением около него прибора (в формулу вводится значение $k_{пр}$, уменьшенное на 5% против действительного);

г) схемы движения воды в приборе, обусловленной способом его присоединения к трубам, т. е. местами подачи и отвода воды (в формуле изменяются числовые значения коэффициента m', показателей степени n и p).

На рис. III.9 представлены четыре схемы движения воды в колончатых радиаторах и панелях, которые кратко называются: *1* — сверху — вниз (односторонняя и разносторонняя); *2* — снизу — вниз; *3* — снизу — вверх (односторонняя); *4* — снизу вверх (разносторонняя).

Для примера в табл. III.4 приведена часть формул, по которым определяется плотность теплового потока через 1 м² энп колончатых радиаторов и панелей при теплоносителе воде.

В формуле (III.38) даются коэффициент $m'=2{,}08$ (1,79) и показатели степени: при температурном напоре $1+n=1{,}32$ и при относительном расходе $p=0{,}03$. Формула (III.38а) повторяет формулу (III.38) в

Таблица III.4

Формулы для определения поверхностной плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей при схеме движения воды сверху—вниз (односторонней и разносторонней)

Относительный расход воды $\overline{G}$	Плотность теплового потока $q_э$		
	Вт/м² энп	ккал/(ч·м² энп)	
1—7	$2{,}08\Delta t_{ср}^{1,32}\overline{G}^{0,03}$	$1{,}79\Delta t_{ср}^{1,32}\overline{G}^{0,03}$	(III.38)
	или	или	
	$\dfrac{1{,}93\left[(t_{вх}-t_{в})-\dfrac{\Delta t_{пр}}{2}\right]^{1,36}}{\Delta t_{пр}^{0,031}}$	$\dfrac{1{,}66\left[(t_{вх}-t_{в})-\dfrac{\Delta t_{пр}}{2}\right]^{1,36}}{\Delta t_{пр}^{0,031}}$	(III.38а)
>7	$2{,}2\Delta t_{ср}^{1,32}$	$1{,}89\Delta t_{ср}^{1,32}$	(III.39)

другом виде, приведенном к температуре воды $t_{вх}$, входящей в прибор, и к перепаду температуры воды $\Delta t_{пр}$ в приборе. В таком виде формулой (III.38) удобно пользоваться при расчете отопительных приборов однотрубных систем водяного отопления.

Теплотехнические испытания чугунных радиаторов при относительном расходе воды $\overline{G}>7$ не выявили дальнейшей зависимости коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока от количества воды, протекающей через них. Поэтому при $\overline{G}>7$ формула (III.38) заменяется формулой (III.39), в которой влияние расхода воды учитывается увеличением постоянного множителя m' до 2,2 (1,89).

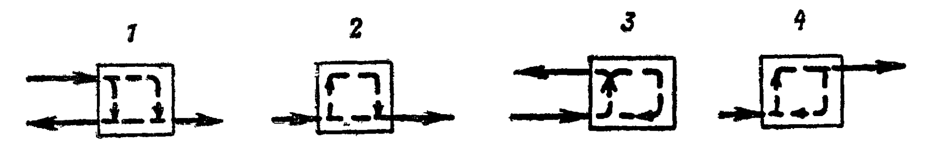


Рис. III 9. Схемы подачи и отвода воды из колончатых радиаторов

1 — сверху — вниз (односторонняя и разносторонняя); 2 — снизу — вниз; 3 — снизу — вверх (односторонняя); 4 — снизу — вверх (разносторонняя)

Формулы, приведенные в табл. III.4, действительны в пределах изменения температурного напора от 30 до 140°.

Подобную же структуру имеют формулы для определения плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей при других схемах движения воды, а также остальных отопительных приборов.

Рассмотрим влияние схемы движения и расхода воды на плотность теплового потока отопительных приборов на примере колончатых радиаторов и панелей. Перепишем уравнение (III.31) в виде:

$$q_{э.в} = q_1 a, \qquad \text{(III.40)}$$

где $q_1 = m' \Delta t_{ср}^{1+n}$ — плотность теплового потока отопительного прибора при относительном расходе воды $\overline{G}=1$;

$a=\overline{G}^p$ — поправочный коэффициент, зависящий от расхода воды в приборе.

Влияние схемы движения воды, обусловленной схемой присоединения колончатых радиаторов и панелей к трубам, установим при действительном расходе воды, равном 17,4 кг/(ч·м² энп), когда поправочный коэффициент a по выражению (III.37) равен единице. Вычислим и запишем в табл. III.5 плотность теплового потока q_1 при $\Delta t_{ср}=0{,}5\ (95+70)-18=64{,}5°$.

Таблица III.5

Поверхностная плотность теплового потока q_1 колончатого радиатора или колончатой панели при $\overline{G}=1$ и $\Delta t_{ср}=64{,}5°$

Схемы движения воды (см. рис. III.9)	Плотность теплового потока $q_т$		
	Вт/м² энп	ккал/(ч·м² энп)	%
Сверху—вниз	506	435	100
Снизу — вниз	455	391	90
Снизу—вверх (односторонняя)	395	339	78

Сопоставление полученных значений плотности теплового потока позволяет оценить тепловую эффективность различных схем подачи и отвода воды при ее относительном расходе, равном единице, для стандартно установленных колончатых радиаторов и панелей: наиболее эффективна схема движения воды сверху — вниз, теплопередача при схеме снизу — вниз сокращается на 10%, а при схеме снизу — вверх — на 22% по сравнению со схемой сверху — вниз.

Подобная же закономерность отмечается и для отопительных приборов с трубчатыми греющими элементами, однако она проявляется

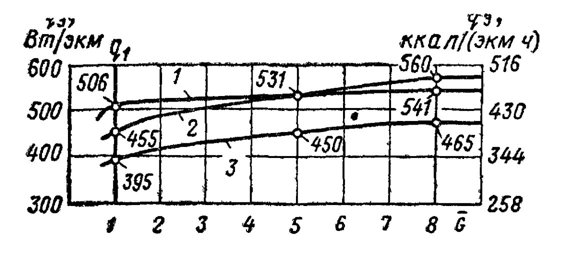


Рис III.10 Зависимость поверхностной плотности теплового потока колончатых радиаторов и панелей $q_э$ при $\Delta t_{ср} = 64{,}5°$ от относительного расхода воды $\bar{G}$ для схем движения воды

1 — сверху — вниз, *2* — снизу — вниз; *3* — снизу — вверх (односторонней)

менее заметно. Так, например, исследованиями в МИСИ установлено, что теплопередача двухрядного гладкотрубного прибора, состоящего из труб $d = 76 \times 3$ мм, последовательно соединенных по воде, уменьшается при переходе от схемы движения воды сверху — вниз к схеме снизу — вверх на 9%. При этом увеличивается степень неравномерности теплопередачи каждой из труб.

Выявленная зависимость теплопередачи отопительных приборов от схемы движения воды показывает, что для передачи в помещение равного теплового потока площадь нагревательной поверхности приборов в рассмотренных условиях должна отличаться: площадь получится наименьшей при движении воды в приборе сверху — вниз и наибольшей при подаче воды снизу с односторонним отводом ее вверху.

Уменьшение плотности теплового потока при подаче воды в прибор снизу объясняется усилением неравномерности температурного поля его внешней поверхности, связанной с понижением температуры во вторичных контурах циркуляции воды внутри прибора (см. пунктирные линии на рис. III.9). При односторонней подаче снизу и отводе воды сверху создается наиболее неровное поверхностное температурное поле («отстает», как говорят, часть площади прибора, удаленная от места ввода горячей воды) и в результате значительно сокращается общий тепловой поток от теплоносителя через внешнюю поверхность прибора в помещение.

Влияние расхода воды на плотность теплового потока колончатых радиаторов и панелей проследим по графикам на рис. III.10, относящимся к первым трем рассмотренным выше схемам движения воды.

При увеличении относительного расхода воды от 1 до 7 плотность теплового потока $q_э$ возрастает, но в различном темпе в зависимости от схемы движения воды в приборе.

При схеме сверху — вниз плотность теплового потока, постепенно возрастая, достигает значения $q_э = 1{,}07\ q_1$, т. е. при увеличении расхода воды более чем в 7 раз возрастает всего на 7%.

При схеме снизу — вниз можно отметить наиболее значительное возрастание $q_э$ до величины $1{,}23\ q_1$, превышающей предельное значе-

ние плотности теплового потока в схеме сверху — вниз. Это свидетельствует об экономической целесообразности применения колончатых радиаторов и панелей в горизонтальных однотрубных системах водяного отопления со значительным относительным расходом воды ($\bar{G}>5$).

При схеме снизу — вверх также наблюдается заметное возрастание плотности теплового потока — в пределе до $q_э=1{,}18\ q_1$, т. е. до величины, на 18% превышающей первоначальное значение при $\bar{G}=1$. Однако и это предельное значение $q_э$ для схемы снизу — вверх существенно ниже, чем при других схемах, что свидетельствует об экономической нецелесообразности использования колончатых радиаторов и панелей в вертикально однотрубных системах с «опрокинутым» и иногда с «П-образным» движением воды в стояках. Действительно, расчеты показывают, что площадь нагревательной поверхности радиаторов в однотрубных проточных стояках систем отопления зданий повышенной этажности (12—16 этажей) при схеме снизу — вверх увеличивается не менее чем на 12% по сравнению со схемой сверху — вниз. Введение в однотрубные стояки со схемой снизу — вверх замыкающих участков с постоянным протоком воды сокращает относительный расход воды в радиаторах и приводит к еще большему увеличению площади их нагревательной поверхности.

Численные множители к величине q_1, приведенные выше, выражают максимальное значение поправочного коэффициента a для колончатых радиаторов и панелей в формуле (III.40):

для схемы сверху — вниз	$a_м=1{,}07$
» » снизу — вниз	$a_м=1{,}23$
» односторонней схемы снизу — вверх	$a_м=1{,}18$

При относительном расходе воды в радиаторе или панели $\bar{G}<1$ поправочный коэффициент a также меньше единицы, т. е. в общем виде $1>a>1$.

Для других отопительных приборов плотность теплового потока также зависит от расхода воды в них: для водоемких приборов, подобных радиатору, эта зависимость проявляется в большей степени, для трубчатых приборов — в меньшей.

§ 25. ВЫБОР И РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ПОМЕЩЕНИИ

При выборе отопительного прибора учитывают назначение помещения и его архитектурно-планировочное решение, длительность пребывания людей в помещении и особенности теплового режима (см. § 20), тип системы отопления, санитарно-гигиенические требования и технико-экономические показатели прибора.

В отдельных случаях отопительный прибор выбирается на основании специального технико-экономического сопоставления нескольких видов; иногда выбор обусловлен наличием прибора определенного типа.

При выборе вида отопительного прибора руководствуются следующими общими соображениями: при повышенных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, приборы должны иметь гладкую поверхность. Как уже известно, это — панели, радиаторы и гладкотрубные приборы. Бетонные панели в этом случае, особенно

совмещенные со строительными конструкциями, наилучшим образом способствуют содержанию помещения в чистоте. Стальные панели и гладкотрубные приборы могут быть рекомендованы при менее строгом отношении к гигиене и внешнему виду помещения. Радиаторы допускаются лишь с секциями простой формы (например, одноколончатыми).

При нормальных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, можно использовать приборы с гладкой и ребристой поверхностью. В гражданских зданиях чаще применяются радиаторы, конвекторы и панели, в промышленных — ребристые трубы,

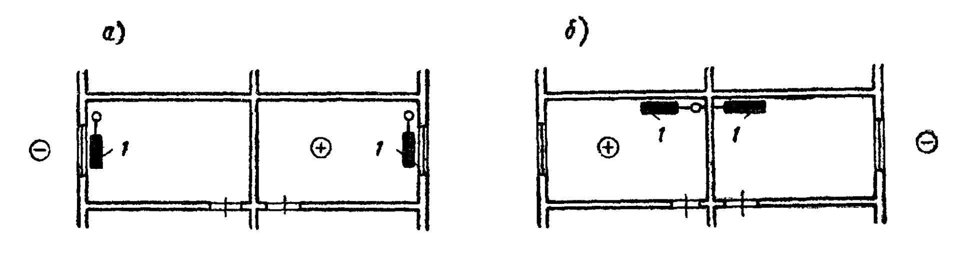


Рис III.11. Размещение отопительного прибора *1* в помещении (план)

а — под окном; *б* — у внутренней стены

как более компактные приборы, хотя в общем при выборе вида прибора необходимо учитывать все факторы, перечисленные выше.

Благоприятным с точки зрения создания теплового комфорта для людей является обогревание помещения через пол. Теплый пол, равномерно нагретый до температуры, допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям (например, в жилой комнате до 24° С), обеспечивает ровную температуру и слабую циркуляцию воздуха, устраняет перегревание верхней зоны в помещении. Сравнительно высокая стоимость и трудоемкость устройства теплого пола для отопления помещения в большинстве случаев предопределяют замену его вертикальными отопительными приборами, как более компактными и дешевыми.

Вертикальный отопительный прибор можно устанавливать в помещении как у наружной, так и внутренней стены (рис. III.11). При размещении прибора у внутренней стены помещения (рис. III.11, *б*) не только значительно сокращается протяженность труб, подающих и отводящих теплоноситель от прибора, но и повышается теплопередача последнего в помещение (примерно на 7% в равных температурных условиях) из-за интенсификации теплообмена и устранения дополнительной теплопотери через наружную стену. При всей экономической рациональности такой установки отопительного прибора она допустима лишь в южных районах с короткой и теплой зимой.

В северных районах целесообразно устанавливать отопительный прибор вдоль наружной стены помещения и особенно под окном (рис. III.11, *а*). При таком размещении прибора увеличивается температура внутренней поверхности в нижней части наружной стены и окна, что повышает тепловой комфорт помещения, уменьшая радиационное охлаждение людей. Кроме того, расположение отопительного прибора под окном препятствует образованию ниспадающего потока холодного воздуха, если нет подоконника, перекрывающего прибор (см. рис. III.12, *а*), и движению воздуха с пониженной температурой у пола помещения (см. рис. III.12, *в*).

Вертикальный отопительный прибор целесообразно размещать возможно ближе к полу помещения (минимальное расстояние от пола 60 мм). При значительном подъеме прибора над полом в помещении создается зона переохлаждения воздуха и поверхности пола, так как циркуляционные потоки нагреваемого воздуха, замыкаясь на уровне установки прибора, не захватывают и не прогревают в этом случае нижнюю часть помещения.

Чем ниже и длиннее сам по себе отопительный прибор, тем ровнее температура помещения и лучше прогревается его рабочая зона. Примером такого отопительного прибора, улучшающего тепловой режим

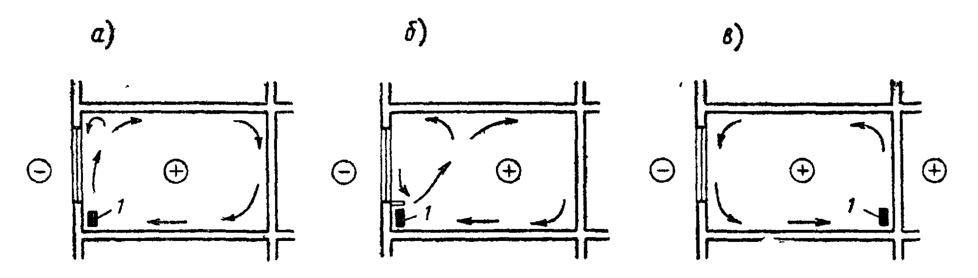


Рис. III.12. Схемы циркуляции воздуха в помещении (разрез) при размещении отопительного прибора 1

а — под окном без подоконника; *б* — под окном с подоконником; *в* — у внутренней стены

рабочей зоны помещения, может служить плинтусный конвектор без кожуха, который из-за малой теплопередачи на 1 м длины (см. табл. III.2) устанавливается по всей длине наружной стены.

Высокий и короткий отопительный прибор создает активный восходящий поток-фонтан теплого воздуха над собой. Не говоря уже о бесполезном перегревании верхней зоны помещения, в этом случае охлажденный воздух опускается по обеим сторонам такого прибора в рабочую зону, вызывая неприятное ощущение «дутья» у сидящих людей.

Натурные исследования, проведенные в январе 1970 г. в общественном здании с двойным ленточным остеклением окон в металлических переплетах, под которыми в два ряда установлены конвекторы типа 20 КП, показали, что при $t_н = -10°$ С и $t_в = 22°$ С температура внутренней поверхности стекла над конвекторами равнялась 19,9°, посередине высоты окна 16,5° и наверху окна 15,9° С (температура поверхности конвекторов 54° С). Прибор обеспечивает тепловой комфорт в рабочей зоне помещения.

В другом общественном здании с тройным ленточным остеклением окон в деревянных переплетах, под которыми в отдельных местах расположены конвекторы типа «Комфорт», в тот же период было зафиксировано, что при $t_н = -8°$ С и $t_в = 14°$ С температура внутренней поверхности стеновой панели над конвектором равнялась 28°, стекла над конвектором 12—13° и стекла без конвектора под ним 8—9° С (температура поверхности конвектора 55° С)

В первом здании поток теплого воздуха поднимался от конвектора, над которым нет подоконника, вертикально вдоль стекла (рис. III.12, *а*). Во втором — подоконник над конвектором отклонял поток теплого воздуха в глубь помещения и возникала циркуляция воздуха, изображенная на рис. III.12, *б*. Хотя температура внутренней по-

верхности стекла в этом случае и возрастала, в помещении наблюдался неприятный воздушный поток, направленный под некоторым углом вверх через рабочую зону.

Еще более неприятный для людей поток воздуха, аналогичный показанному на рис. III.12, *в*, создавался во второй половине помещения, где под окном нет прибора, и температура поверхности стекла поэтому была сравнительно низкой.

Способность вертикального отопительного прибора вызывать активный восходящий поток теплого воздуха используется для отопления высокого помещения с тем, чтобы не устанавливать второй ярус приборов. Обычно в помещении высотой более 6 м, особенно если имеются вторые световые проемы в верхней его части, рекомендуется часть отопительных приборов (от $^1/_4$ до $^1/_3$ общей площади нагревательной поверхности) размещать в верхней зоне или под фонарями верхнего света. При использовании в качестве отопительных приборов отдельных радиаторов такая рекомендация, несомненно, должна учитываться. Но при цепочечном размещении радиаторов и конвекторов (особенно типа «Комфорт») мощностью до 1,5—2 кВт на 1 м длины иногда достаточна установка их только в рабочей зоне помещения.

В целом этот вопрос, связанный с естественной конвекцией у охлаждающейся поверхности при наличии инфильтрации холодного воздуха, еще не имеет надежного теоретического обоснования.

Правило установки отопительного прибора под окном в северных районах может не соблюдаться в помещении, периодически посещаемом людьми на короткое время, или если рабочие места людей в нем удалены от наружного ограждения. Это отклонение от правил может допускаться, например, в производственных помещениях с двухметровым проходом у окон, вестибюлях и лестничных клетках гражданских зданий, складах и тому подобных помещениях. Указанное правило вообще теряет смысл при дежурном отоплении помещения в отсутствии людей.

Особое размещение отопительных приборов требуется в лестничных клетках — своеобразных вертикальных трубах, пронизывающих здания снизу доверху. Естественное движение воздуха в лестничных клетках в зимний период, усиливающееся с увеличением высоты, способствует переносу тепла в верхнюю их часть и, вместе с тем, вызывает переохлаждение нижней части, прилегающей к открывающимся наружным входным дверям. Частота открывания наружных дверей и, следовательно, охлаждение прилегающей части лестницы косвенно связаны с размерами здания и в многоэтажном здании в большинстве случаев выше, чем в малоэтажном. Очевидно, при равномерном размещении отопительных приборов по высоте будет происходить перегревание средней и верхней частей лестничной клетки и соответствующее переохлаждение нижней части.

Исследованиями в натурных условиях Москвы было установлено, что даже при размещении радиаторов на $^1/_2$—$^2/_3$ высоты лестничных клеток многоэтажных зданий наблюдается существенное недогревание нижней и перегревание средней и иногда верхней (если нет выхода на крышу здания) их частей.

Таким образом, в лестничных клетках целесообразно концентрировать отопительные приборы в нижней их части, рядом с входными дверями. В малоэтажных зданиях эта рекомендация конструктивно выполнима, в крайнем случае возможен перенос части обычных при-

боров (20% — в двухэтажных и 30% — в трехэтажных зданиях) на промежуточную площадку между первым и вторым этажами.

В многоэтажных зданиях для отопления лестничных клеток используется рециркуляционный воздухонагреватель (рис. III.13) — мощный отопительный прибор типа высокого конвектора, размещаемый на первом этаже при входе. Роль нагревателя выполняет либо группа ребристых труб или радиаторов (при мощности до 5—8 кВт), либо пластинчатый калорифер (при мощности 8—20 кВт и более). Высота кожуха — стенки канала для нагретого воздуха делается не более высоты одного этажа.

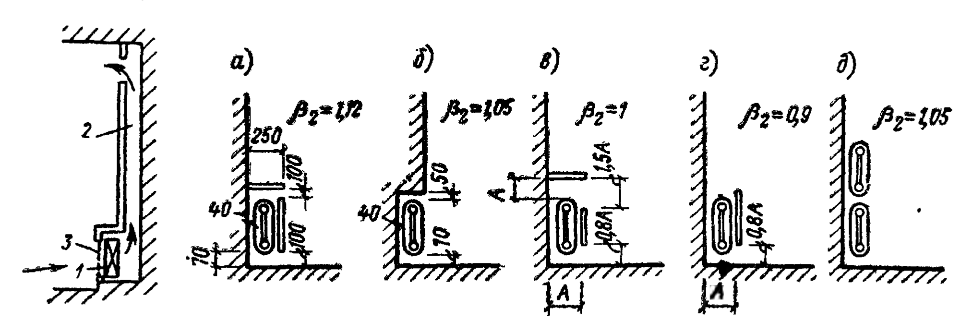


Рис. III.13. Схема рециркуляционного воздухонагревателя

1 — пластинчатый калорифер; *2* — канал; *3* — декоративная решетка

Рис. III.14. Размещение отопительных приборов

а — в декоративном шкафу; *б* — в глубокой нише; *в* — в специальном укрытии; *г* — за щитом; *д* — один прибор над другим

Между входными дверями в здание, т. е. в первом тамбуре со стороны улицы, установка отопительного прибора нежелательна во избежание замерзания воды в нем или в отводной трубе при случайном продолжительном открытии наружной двери.

Выше рассматривалась стандартная — открытая установка отопительного прибора. Практически в редких случаях установка прибора соответствует стандартной. Приборы могут быть размещены в стенной нише, под подоконником, в два-три ряда по высоте, наконец, могут быть специально декорированы. Если по эстетическим или технологическим требованиям ограждение или укрытие прибора необходимо, то его конструкция по возможности не должна уменьшать (допускается снижение не более чем на 15%) тепловой поток от теплоносителя в помещение. Поэтому конструкция укрытия прибора должна быть такой, чтобы уменьшение передачи тепла излучением компенсировалось увеличением конвективной теплопередачи. Вертикальный щит у поверхности прибора, превращающий «радиатор» в «конвектор», будет отвечать этому условию.

На рис. III.14 показано несколько вариантов установки прибора и конструкций укрытия. По сравнению с расположением прибора открыто у глухой стены (стандартное положение, с которым сопоставляются и теплотехнически оцениваются сравнительным коэффициентом β_2

другие способы установки) при размещении его в декоративном шкафу с двумя щелями высотой 100 мм (рис. III.14, *а*) требуется увеличение расчетной площади нагревательной поверхности на 12% (коэффициент $\beta_2=1{,}12$); при расположении приборов в глубокой открытой нише (рис. III.14, *б*) или один над другим в два ряда (рис. III.14, *д*) — на 5%. Вместе с тем можно применять укрытия, не влияющие на теплопередачу отопительного прибора (рис. III.14, *в*) и даже усиливающие теплопередачу на 10% (коэффициент $\beta_2=0{,}9$ на рис. III.14, *г*).

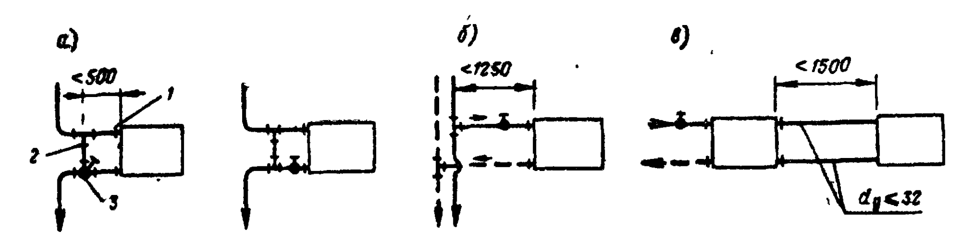


Рис. III.15. Одностороннее присоединение труб к отопительному прибору при схеме движения теплоносителя сверху-вниз

а — в вертикальном однотрубном стояке; *б* — в двухтрубном стояке; *в* — в «сцепке» двух приборов; *1* — приборный сгон; *2* — тройник; *3* — трехходовой кран

Присоединение теплопроводов к отопительному прибору может быть одно- и разносторонним. Как известно, теплотехнически преимущество имеет разностороннее присоединение при схеме движения теплоносителя в приборе сверху — вниз. Однако конструктивно более рационально одностороннее присоединение, и оно преимущественно используется на практике. При вертикальном однотрубном стояке это позволяет унифицировать длину подводок к прибору (рис. III.15, *а*, см. также рис. I.8, *а, б, в*) и короткие подводки выполнять горизонтальными (без уклона). Унифицированный узел «обвязки» прибора способствует заводской заготовке его деталей и предварительной обезличенной сборке, что важно для зданий массового строительства.

При двухтрубном стояке (рис. III.15, *б*) рационально применять трубы, подводящие и отводящие теплоноситель от прибора, так называемые «подводки» длиной до 1,25 м. При большем расстоянии от стояка до прибора в обычных случаях целесообразно устанавливать дополнительный стояк. Подводки выполняются с уклоном (по стрелкам над трубами на рис. III.15, *б*), что затрудняет унификацию узла «обвязки» прибора при двухтрубном стояке.

При одностороннем присоединении труб к приборам не рекомендуется чрезмерное их укрупнение и, в частности, группировка более чем 25 секций чугунных радиаторов (15 секций в системах с естественным движением воды) в один прибор, а также соединение на «сцепке» (рис. III.15, *в*) более двух отопительных приборов.

Разностороннее присоединение труб к прибору применяется в тех случаях, когда горизонтальная обратная магистраль системы находится непосредственно под прибором (рис. III.16, *а*) или когда прибор установлен ниже магистралей (рис. III.16, *б*), а также при вынужденной установке крупного прибора (рис. III.16, *в*) или нескольких приборов на «сцепке» (рис. III.16, *г*).

Соединение отопительных приборов на «сцепке» допускается в пределах одного помещения или в том случае, когда последующий при-

бор предназначается для нерегулируемого отопления второстепенного помещения (коридора, уборной и т. п.). В горизонтальной однотрубной системе приборы (например, конвекторы) соединяются на «сцепке» с движением воды в них по схемам сверху — вниз и снизу — вверх.

Движение воды в приборе по схеме снизу — вверх происходит также в вертикальном однотрубном стояке, проточно-регулируемом (рис. III.17, *а*) и с замыкающими участками (рис. III.17, *б*), смещенными от оси стояка для увеличения затекания воды в прибор. В стояке

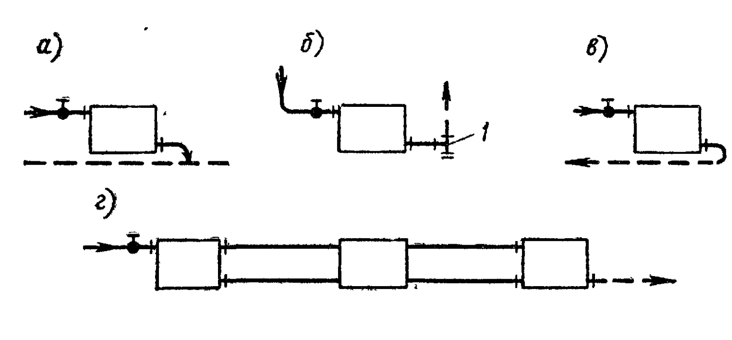


Рис. III 16 Разностороннее присоединение труб к отопительному прибору при схеме движения теплоносителя сверху-вниз

а и *б* — в обратную магистраль соответственно под прибором и над прибором; *в* — в приборе значительной длины; *г* — в «сцепке» трех приборов; *1* — тройник с пробкой

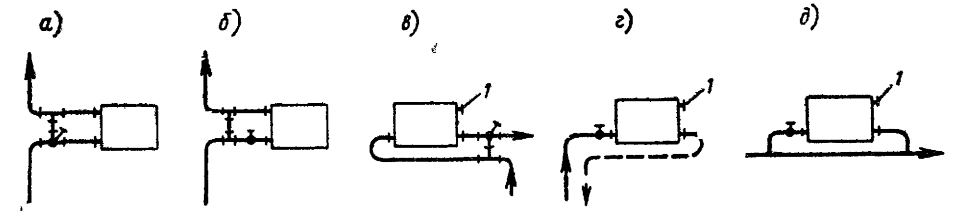


Рис. III.17. Присоединение труб к отопительному прибору

при схеме движения теплоносителя снизу — вверх: *а* — в однотрубном стояке со смещенными обходными участками, *б* — то же, со смещеными замыкающими участками; при схеме снизу — вниз, *в* — в верхнем этаже вертикального однотрубного стояка со смещенными обходными участками; *г* — в верхнем этаже двухтрубного стояка; *д* — в горизонтальной однотрубной ветви с осевыми замыкающими участками; *1* — воздушный кран

многоэтажного здания со смещенными обходными или замыкающими участками обеспечивается локализация температурного удлинения труб в пределах этажа без применения специальных компенсаторов.

Присоединение труб к прибору, создающее движение воды в нем по схеме снизу — вниз, чаще всего делается в горизонтальной однотрубной системе, а также в верхнем этаже здания при вертикальной системе отопления с нижней прокладкой обеих магистралей. На рис. III.17, *в* приводится «обвязка» прибора в проточно-регулируемом стояке, на рис. III.17, *г* — в двухтрубном стояке.

Это же присоединение труб к приборам в горизонтальной однотрубной системе водяного отопления показано на рис. III.17, *д* при наличии замыкающего участка.

Применение высокотемпературной воды влияет не на способ присоединения труб к прибору, а на вид запорно-регулирующей арматуры и материала, уплотняющего места соединения арматуры и прибора с трубами. Использование пара ограничивает применение рассмотренных способов присоединения труб к прибору: пар, как правило, подводится к прибору сверху, конденсат отводится в нижней части прибора (см. рис. III.15, *б*).

§ 26. РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИБОРОВ

Площадь теплоотдающей поверхности отопительного прибора определяется в зависимости от принятого вида прибора, его расположения в помещении и способа присоединения к нему труб Задача расчета обычно заключается в выборе площади внешней нагревательной поверхности прибора, обеспечивающей в расчетных условиях необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение

Расчет площади нагревательной поверхности приборов производится после гидравлического расчета теплопроводов системы отопления, когда известна площадь нагревательной поверхности труб в помещениях. В частном случае, при скрытой прокладке труб в помещениях (в борозде стены, в подпольном канале) размер нагревательной поверхности отопительных приборов может определяться до гидравлического расчета теплопроводов. Правда, и в этом случае степень охлаждения теплоносителя воды в трубах до помещения не может быть установлена точно, так как еще неизвестна площадь внешней поверхности труб.

Площадь нагревательной поверхности отопительного прибора $F_{пр}$, м², определяется по формуле

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{k_{пр}(t_т - t_в)} \beta_1, \qquad (III.41)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая нагрузка прибора в расчетных условиях;

β_1 — поправочный коэффициент, учитывающий бесполезное охлаждение воды в трубах стояка до рассматриваемого прибора. Коэффициент β_1 возрастает по мере увеличения длины пути, проходимого водой в стояке, т. е. $\beta_1 \geqslant 1$ (при теплоносителе паре $\beta_1 = 1$).

Величины, входящие в знаменатель формулы (III.41), рассмотрены в § 23 и 24.

Бесполезным считается охлаждение воды в трубах стояка за счет передачи той части теплового потока, которая равняется дополнительной теплопотере через наружное ограждение в связи с прокладкой около или внутри него отопительных труб.

При скрытой прокладке труб по отношению к помещению тепловой поток от них в значительной части и даже весь может быть бесполезным. Охлаждение воды при этом сказывается на ее температуре и должно быть учтено при определении площади нагревательной поверхности прибора для отапливаемого помещения. Расчет теплового потока от отопительных труб, проложенных внутри стен и перегородок, рассматривается в § 85.

Преимуществом формулы (III.41) является ее соответствие физической сущности расчета — выявлению необходимой площади внешней нагревательной поверхности. Однако так как в большинстве случаев нагревательной поверхностью в помещении служат и прибор и открытые трубы с различным коэффициентом теплопередачи, то даже при одинаковом температурном напоре ($t_т$—$t_в$) это обстоятельство затрудняет непосредственное использование формулы (III.41). Требуется предварительно определить тепловой поток от отопительных труб в пределах помещения $Q_{тр}$ и вычислить тепловую нагрузку отопительного прибора:

$$Q_{пр} = Q_п - Q_{тр}. \qquad (III.42)$$

Для вычисления $Q_{тр}$ необходимо знать среднюю температуру теплоносителя в трубах, что дополнительно усложняет расчет.

Расчет общей площади нагревательной поверхности для отопления помещения можно унифицировать, используя известное уже понятие об эквивалентной нагревательной поверхности.

Общая площадь нагревательной поверхности (отопительных приборов и труб) $F_э$, м² энп (экм), для отопления помещения определяется при этом по формуле

$$F_э = \frac{Q_п}{q_э} \beta_1. \qquad (III.43)$$

При таких отопительных приборах, как колончатые радиаторы и стальные панели, формула (III.43) с учетом формулы (III.40) приобретает вид:

$$F_э = \frac{Q_п}{q_1} \frac{\beta_1}{a}. \qquad (III\ 43а)$$

В формуле (III.43а) в явной форме через коэффициент a, зависящий от относительного расхода, выражается влияние расхода воды на плотность теплового потока.

Преобразуем выражение (III 37) для практического определения относительного расхода воды в радиаторах и колончатых панелях, используя формулу (III.43а) без поправочных коэффициентов и формулу (III.34):

$$\overline{G} = \frac{G_{пр}}{17{,}4\,F_р} \approx \frac{G_{пр}\,q_1}{17{,}4\,Q_{пр}} = \frac{3{,}6\,q_1}{17{,}4c\,(t_{вх} - t_{вых})}$$

или

$$\overline{G} = \frac{3{,}6\;q_1}{17{,}4\;c\,\Delta t_{пр}}, \qquad (III.44)$$

где q_1 — плотность теплового потока при $\overline{G} = 1$, Вт/м² энп [ккал/(ч·экм)];
c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) [ккал/(кг··°С)];
$\Delta t_{пр} = t_{вх} - t_{вых}$ — расчетный перепад температуры воды в приборе;
$G_{пр}$ — массовый расход воды в приборе, кг/ч;
$F_р$ — расчетная площадь нагревательной поверхности, м² энп (экм).

Для выявления возможных значений относительного расхода воды в колончатых радиаторах и панелях рассмотрим два примера.

Пример III 1 В двухтрубной системе отопления расчетная температура воды составляет $t_г = 150°$ С, $t_0 = 70°$ С, а температура воздуха помещений $t_в = 20°$ С. Определить относительный расход воды в радиаторах при схеме сверху — вниз.

1. По выражениям (III 22) и (III 35).

$$\Delta t = t_т - t_в = \frac{150 + 70}{2} - 20 = 90°.$$

2 По формуле (III 38) при $\overline{G} = 1$ находим $q_1 = 790$ Вт/экм и по формуле (III.44) определяем.

$$\overline{G} = \frac{3{,}6\;q_1}{17{,}4c\Delta t_{пр}} = \frac{3{,}6 \cdot 790}{17{,}4 \cdot 4{,}187\,(150 - 70)} \approx 0{,}5 < 1.$$

Пример III 2 В проточной вертикальной однотрубной системе отопления 17-этажного здания расчетная температура воды $t_г = 105°$ С, $t_0 = 70°$ С. Определить относитель-

ный расход воды в первом (по направлению движения воды в стояке) радиаторе при $t_в=15°$ С

Считая, что в каждом радиаторе вода охладится примерно на $\frac{105-70}{17}\approx 2°$, найдем для первого прибора:

$$\Delta t = t_т - t_в = (105-1) - 15 = 89°.$$

При $q_1=2{,}08\cdot 89^{1{,}32}=778$ Вт/экм определяем:

$$\overline{G} = \frac{778\cdot 3{,}6}{17{,}4\cdot 4{,}187\cdot 2} = 19{,}2 > 1.$$

Как видно, относительный расход воды в колончатых радиаторах и панелях может быть меньше единицы, что характерно для двухтрубных систем при использовании высокотемпературной воды, и значительно больше единицы в однотрубных системах отопления многоэтажных зданий.

Относительный расход воды в ребристых трубах и конвекторах без кожуха типа КП и «Прогресс» определяют из выражения (III.37а):

$$\overline{G} = \frac{G_{пр}}{35}, \tag{III.44а}$$

где 35 кг/ч — испытательный расход воды.

Змеевиковые панели и конвекторы типа «Комфорт» и «Аккорд» испытывают при расходе воды 300 кг/ч. Для них из выражения (III.37а)

$$\overline{G} = \frac{G_{пр}}{300}. \tag{III.44б}$$

Следовательно, относительный расход воды в приборах может быть и меньше и больше единицы.

Изменение расхода воды отражается на площади нагревательной поверхности прибора. При равной разности температур $t_т - t_в$ для получения равного теплового потока прибор в однотрубной системе отопления будет иметь меньшую площадь нагревательной поверхности, чем прибор в двухтрубной системе.

После определения общей площади нагревательной поверхности по формуле (III.43) вычисляют расчетную площадь нагревательной поверхности отопительного прибора $F_р$:

а) при скрыто проложенных трубах $F_р = F_э$;

б) при открыто проложенных трубах $F_р = F_э - F_{э\,тр}$.

Площадь нагревательной поверхности отопительных труб $F_{э\,тр}$, открыто проложенных в помещении, вычисляют по формуле

$$F_{э.тр} = f_{э.в}\, l_в + f_{э.г}\, l_г, \tag{III.45}$$

где $l_в$ и $l_г$ — длина вертикальных и горизонтальных труб, м;

$f_{э.в}$ и $f_{э.г}$ — площадь нагревательной поверхности, м^2 энп (экм), выражающая полезную теплопередачу в помещение 1 м соответственно вертикальных и горизонтальных труб.

Горизонтальные трубы имеют более высокий коэффициент теплопередачи, чем вертикальные, из-за более интенсивного конвективного теплообмена у их поверхности Воздух, нагревающийся у поверхности горизонтальной трубы, удаляется от этой трубы, а у вертикальных труб поднимается вдоль них, вследствие чего уменьшается температурный напор, а следовательно, и тепловой поток от теплоносителя в помещение.

Различие в физической и эквивалентной площади нагревательной поверхности вертикальных и горизонтальных труб приведено в табл. III.6.

Число элементов отопительных приборов, подлежащих установке в помещении, определяют по найденной расчетной площади нагревательной поверхности приборов:

а) для радиаторов число секций составляет:

$$N = \frac{F_р}{f_э} \frac{\beta_2}{\beta_3}, \quad (III.46)$$

где $f_э$ — площадь нагревательной поверхности одной секции радиатора, м^2 энп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора (см. § 25 и рис. III.14); при стандартной его установке $\beta_2 = 1$;

β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе.

Как уже отмечалось, для теплотехнических испытаний использовали эталонный радиатор Н-136 с числом секций в нем, равным восьми. Поэтому полученные зависимости справедливы только для радиатора, имеющего определенные размеры. При числе секций меньше восьми передача тепла прибором относительно повышается под влиянием увеличения теплового потока крайних секций, торцы которых свободны для теплообмена излучением с помещением, и его размеры могут быть несколько уменьшены. При числе секций более восьми влияние крайних секций на тепловой поток прибора уменьшается и размеры прибора должны быть несколько увеличены. Следовательно, коэффициент β_3 может быть и больше и меньше единицы.

Таблица III.6

Площадь внешней поверхности 1 м вертикальных и горизонтальных труб стояков

$d_у$, мм	$f_{тр}$, м^2	$f_{э.в}$, м^2 энп	$f_{э.г}$, м^2 энп
15	0,067	0,1	0,13
20	0,084	0,125	0,16
25	0,105	0,155	0,19

При расчете удобно пользоваться формулой для вычисления коэффициента β_3 без предварительного определения числа секций:

$$\beta_3 = 0,92 + \frac{0,16}{F_р}. \quad (III.47)$$

Следует иметь в виду, что при использовании формулы (III.47) несколько (относительно незначительно) увеличивается число секций в связи с увеличением площади поверхности одной секции современных радиаторов по сравнению с эталонным.

Для эталонного радиатора Н-136 характерны следующие значения коэффициента β_3:

N	3	4	5	6	7	8	9	10—11	12—14	15—18	19—25
β_3	1,13	1,08	1,05	1,03	1,01	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

Расчетное число секций по формуле (III.46) редко получается целым. Если уменьшение площади нагревательной поверхности прибора принять в пределах до 5% (но не более 0,1 экм) с тем, чтобы ограничить отклонение от расчетной температуры в помещении (обычно допустимо понижение на 1° в гражданских и на 2° в производственных зданиях), то минимально допустимое число секций может быть определено:

$$N_м = \frac{F_р \beta_2 - 0{,}05\, N f_э \beta_3}{f_э \beta_3}. \qquad \text{(III.46а)}$$

Подставляя в полученную формулу выражение для коэффициента β_3 по формуле (III.47), получим формулу для определения минимально допустимого числа секций радиатора:

$$N_м = \frac{F_р \beta_2 - 0{,}168}{0{,}966 f_э}. \qquad \text{(III.46б)}$$

При вычислении по формуле (III.46б) принимается ближайшее большее число секций;

б) число панелей и конвекторов с кожухом, устанавливаемых обычно открыто:

$$N = \frac{F_р}{f_э}, \qquad \text{(III.48)}$$

где $f_э$ — площадь нагревательной поверхности одной панели или конвектора, м² энп;

в) число низких конвекторов без кожуха и ребристых труб:

$$N = \frac{F_р}{f_э}\beta_2, \qquad \text{(III.49)}$$

где $f_э$ — площадь нагревательной поверхности одного конвектора или одной ребристой трубы принятой длины, м² энп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий число рядов по высоте (при открытой установке в один ряд $\beta_2 = 1$);

г) для гладкотрубных приборов длина греющих труб, м:

$$l = \frac{F_р}{f_{э.г}}\beta_2, \qquad \text{(III.50)}$$

где $f_{э.г}$ — площадь нагревательной поверхности 1 м открытой горизонтальной трубы, м² энп;

β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий число рядов груб (при открытой установке в один ряд $\beta_2 = 1$).

При округлении дробного расчетного числа элементов отопительных приборов до целого числа допустимо уменьшать расчетную площадь нагревательной поверхности $F_р$ не более чем на 5% (и не более чем на 0,1 экм); при этом имеется в виду ограничение возможного понижения расчетной температуры воздуха в помещении. Таким образом, фактическая площадь нагревательной поверхности отопительного прибора $F_{пр}$ всегда несколько отличается от расчетной, но не должна быть меньше 0,95 $F_р$.

Пример III.3 Определить число секций чугунного радиатора типа М-140-АО, устанавливаемого в нише глубиной 200 мм (расстояние от прибора до верха ниши 40 мм) на третьем этаже 5-этажного здания при скрытой прокладке труб двухтрубной системы водяного отопления с нижней прокладкой магистралей и насосной циркуляци-

ей воды, если $t_г=95°$, $t_0=70°$ С, $t_в=15°$ С, теплопотеря помещения $Q_п=1630$ Вт (1400 ккал/ч).

1 Площадь нагревательной поверхности, необходимой для помещения, по формуле (III 43а)* составит.

$$F_э=\frac{1630}{534}\,\frac{1,03}{1}=3,14\ м^2\ энп\ (экм).$$

Здесь q_1 определяется по формуле (III.38):

$$q_1=2,08\,[0,5\,(95+70)-15]^{1,32}=2,08\cdot 67,5^{1,32}=534\ Вт/экм\ [459\ ккал/(ч\cdot экм)];$$

a — поправочный коэффициент, равный единице, так как относительный расход воды в приборе по формуле (III.44):

$$\bar{G}=\frac{534\cdot 3,6}{17,4\cdot 4,187\,(95-70)}=1,05\approx 1.$$

2. Расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора:

$$F_р=F_э=3,14\ экм.$$

3. Минимально допустимое число секций радиатора по формуле (III.46 б):

$$N_м=\frac{3,14\cdot 1,11-0,168}{0,966\cdot 0,35}=9,8.$$

Принимаем к установке десять секций радиатора.

Пример III 4 Определить число секций двух открыто устанавливаемых радиаторов типа М-140-АО на первом этаже (высота помещения 3 м) многоэтажного здания при одностороннем присоединении их к открыто прокладываемому П-образному однотрубному проточно-регулируемому стояку $d_у=20$ мм системы водяного отопления с нижней прокладкой обеих магистралей, если массовый расход воды в стояке $G_{ст}=286$ кг/ч, температура воды, входящей в первый прибор, 95° (по схеме снизу — вверх), во второй прибор — 74,6° (по схеме сверху — вниз), $t_в=18°$ С, теплопотеря помещения $Q_п=2230$ Вт (1920 ккал/ч).

1 Средняя температура воды по выражению (III.34), если тепловые нагрузки приборов принять равными половине теплопотери помещения:

в первом приборе

$$t_т=95-\frac{0,5\cdot 2230\cdot 3,6}{2\cdot 4,187\cdot 286}=95-0,5\cdot 3,4=93,3°\ С;$$

во втором приборе

$$t_т=74,6-0,5\cdot 3,4=72,9°\ С.$$

2. Плотность теплового потока при относительном расходе воды $\bar{G}=1$:

для первого прибора при $\Delta t=t_т-t_в=93,3-18=75,3°$ $q_1=2,3\Delta t^{1,24}=2,3\cdot 75,3^{1,24}=488$ Вт/экм [420 ккал/(ч·экм)] — схема движения воды снизу — вверх;

для второго прибора при $\Delta t=72,9-18=54,9°$ $q_1=2,08\cdot 54,9^{1,32}=417$ Вт/экм [358 ккал/(ч·экм)] — схема движения сверху — вниз.

3. Относительный расход воды по формуле (III.44):

в первом приборе

$$\bar{G}=\frac{488\cdot 3,6}{17,4\cdot 4,187\cdot 3,4}\approx 7;$$

во втором приборе

$$\bar{G}=\frac{417\cdot 3,6}{17,4\cdot 4,187\cdot 3,4}\approx 6.$$

* Здесь и далее поправочные коэффициенты приняты по Справочнику проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений Отопление, водопровод и канализация (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. I, изд. 2-е, под общей редакцией И. Г. Староверова, М., Стройиздат, 1967.

4. Необходимая площадь нагревательной поверхности по формуле (III.43а):
для первого прибора

$$F_э = \frac{0,5 \cdot 2230}{488} \frac{1}{1,17} = 1,95;$$

для второго прибора

$$F_э = \frac{0,5 \cdot 2230}{417} \frac{1,1}{1,06} = 2,78 \text{ м}^2 \text{ энп (экм)}.$$

5. Площадь нагревательной поверхности труб $d_у = 20$ мм — стояка (длина 3—0,5 = =2,5 м) и подводок к одному прибору (длина подводки 0,3 м) по формуле (III.45) и табл. III.6:

$$F_{э.тр} = 0,125 \cdot 2,5 + 0,16 \cdot 0,3 \cdot 2 = 0,41 \text{ экм}.$$

6. Расчетная площадь нагревательной поверхности:
первого прибора

$$F_р = F_э - F_{э.тр} = 1,95 - 0,41 = 1,54 \text{ экм};$$

второго прибора

$$F_р = 2,78 - 0,41 = 2,37 \text{ экм}.$$

7. Минимально допустимое число секций по формуле (III.46б):
в первом приборе

$$N_м = \frac{1,54 \cdot 1 - 0,168}{0,966 \cdot 0,35} = 4,1;$$

во втором приборе

$$N_м = \frac{2,37 \cdot 1 - 0,168}{0,966 \cdot 0,35} = 6,5.$$

8. Число секций, принятое к установке: для первого радиатора — пять, для второго радиатора — семь.

В рассмотренном примере выявляется значение температурного напора при определении размера отопительного прибора· первый радиатор для передачи равного теплового потока в помещение состоит всего из пяти секций, хотя заданная схема движения воды в нем (снизу — вверх) не способствует повышению коэффициента теплопередачи (см. рис. III 10), второй же радиатор даже при схеме сверху — вниз имеет на две секции больше.

Пример III.5. Определить площадь нагревательной поверхности и марку двух открыто устанавливаемых колончатых стальных панелей типа МЗ-500 для отопления двух помещений на первом этаже (высота помещений 2,7 м) 3-этажного здания при одностороннем присоединении их к открыто прокладываемому однотрубному стояку $d_у = 20$ мм системы водяного отопления с верхней прокладкой подающей магистрали. Стояк размещен в первом помещении, длина подводки к первому проточному прибору 1 м; подводка ко второму прибору длиной также 1 м имеет замыкающий участок $d_у = 15$ мм. Температура воды в стояке до приборов 71,8° С, расход воды в приборе первого помещения 110 кг/ч, второго помещения — 70 кг/ч; теплопотери помещений при $t_в = 20$ °С: первого — 930 Вт (800 ккал/ч), второго — 814 Вт (700 ккал/ч).

1. Средняя температура воды в приборах по выражению (III.34):
в первом приборе

$$t_т = t_{вх} - \frac{3,6\, Q_п}{2cG_{пр}} = 71,8 - \frac{930 \cdot 3,6}{2 \cdot 4,187 \cdot 110} = 71,8 - 0,5 \cdot 7,2 = 68,2° \text{ С};$$

во втором приборе

$$t_т = 71,8 - \frac{814 \cdot 3,6}{2 \cdot 4,187 \cdot 70} = 71,8 - 0,5 \cdot 10 = 66,8° \text{ С}.$$

2. Плотность теплового потока при $\bar{G}=1$ по формуле (III.38):
для первого прибора

$$q_1 = 2,08\Delta t^{1,32} = 2,08\,(68,2-20)^{1,32} = 354 \text{ Вт/экм } [304 \text{ ккал/(ч·экм)}];$$

для второго прибора

$$q_1 = 2,08\,(66,8-20)^{1,32} = 342 \text{ Вт/экм } [294 \text{ ккал/(ч·экм)}].$$

3. Относительный расход воды по формуле (III.44):
в первом приборе

$$\bar{G} = \frac{3,6\ q_1}{17,4c\cdot\Delta t_{пр}} = \frac{354\cdot 3,6}{17,4\cdot 4,187\cdot 7,2} = 2,5;$$

во втором приборе

$$\bar{G} = \frac{342\cdot 3,6}{17,4\cdot 4,187\cdot 10} = 1,7.$$

4. Необходимая площадь нагревательной поверхности по формуле (III.43а):
для первого помещения

$$F_э = \frac{Q_п}{q_1}\,\frac{\beta_1}{a} = \frac{930}{354}\,\frac{1,04}{1,025} = 2,67;$$

для второго помещения

$$F_э = \frac{814}{342}\,\frac{1,04}{1,015} = 2,43 \text{ м}^2 \text{ энп (экм)}.$$

5. Площадь нагревательной поверхности труб по формуле (III.45) и табл III.6:
в первом помещении

$$F_{э.тр} = 0,125\,(2,7-0,5) + 0,16\cdot 1\cdot 2 = 0,595 \text{ экм};$$

во втором помещении

$$F_{э.тр} = 0,1\cdot 0,5 + 0,16\cdot 1\cdot 2 = 0,37 \text{ экм}.$$

6. Расчетная площадь нагревательной поверхности:
первого прибора

$$F_р = F_э - F_{э.тр} = 2,67 - 0,595 = 2,075 \text{ экм};$$

принимаем к установке панель МЗ-500-4 ($f_э=2,08$ экм);
второго прибора

$$F_р = 2,43 - 0,37 = 2,06 \text{ экм}; \quad \text{панель МЗ-500-4 } (f_э = 2,08 \text{ экм}).$$

Пример III.6. Сконструировать конвекторный блок из низких плинтусных конвекторов без кожуха типа 20 КП-1 (длиной 1 м), устанавливаемых в три ряда в системе парового отопления низкого давления, если избыточное давление пара в приборе 0,02 МПа, $Q_п=2675$ Вт (2300 ккал/ч), $t_в=15°$ С, $F_{э.тр}=0,5$ экм.

1. Расчетная площадь нагревательной поверхности блока:

$$F_р = F_э - F_{э.тр} = \frac{2675}{693}\,1 - 0,5 = 3,86 - 0,5 = 3,36 \text{ м}^2 \text{ энп (экм)},$$

где при $\Delta t = 104,25 - 15 = 89,25°$

$$q_э = 2,95\,(89,25)^{1,214} = 693 \text{ Вт/экм } [596 \text{ ккал/(ч·экм)}]$$

при установке в три ряда по высоте.

2. Число конвекторов в блоке по формуле (III.49):

$$N = \frac{F_р}{f_э}\,\beta_2 = \frac{3,36}{0,56}\,1 = 6.$$

Конвекторный блок составляется из шести конвекторов 20 КП-1 в три ряда по два конвектора последовательно в ряду.

§ 27. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО ПОТОКА ОТОПИТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Площадь нагревательной поверхности отопительного прибора определяется расчетной величиной теплового потока от теплоносителя в помещение. При эксплуатации прибора расчетные условия имеются далеко не всегда. На температурный режим помещения, выбранный при расчете площади нагревательной поверхности прибора, влияют такие внешние (по отношению к системе отопления) факторы, как изменение температуры наружного воздуха, воздействие ветра и солнечной радиации, бытовые и технологические тепловыделения и т. п. Для поддержания температурного режима помещения на заданном уровне необходимо изменение теплового потока отопительного прибора в процессе эксплуатации.

При проектировании системы отопления предусматриваются мероприятия для эксплуатационного регулирования теплового потока приборов. Однако проведение этих мероприятий может дать эффект только до достижения расчетной величины теплового потока как максимума теплопередачи для данной площади отопительного прибора.

Эксплуатационное регулирование теплового потока отопительных приборов может быть качественным и количественным.

Качественное регулирование достигается изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления. Качественное регулирование по месту осуществления может быть центральным, проводимым на тепловой станции, и местным, выполняемым в тепловом пункте здания.

Местное качественное регулирование должно дополнять центральное регулирование, которое проводится с ориентацией на некоторое обезличенное здание в районе действия станции. Кроме того, оно может нарушаться по различным причинам, в том числе из-за необходимости нагревания воды в системе горячего водоснабжения до определенной температуры. При местном регулировании учитывают особенности каждого здания, системы отопления и даже ее отдельной части

Качественное регулирование в системе водяного отопления осуществляется путем изменения температуры воды, направляемой в приборы, и поддержания именно той температуры воды, при которой тепловыми потоками от приборов обеспечивается необходимый температурный режим помещений здания.

В системе парового отопления пределы качественного регулирования ограничены. Температура пара, как известно, определяется его давлением. Возможное изменение давления пара (в пределах необходимого для действия системы отопления) не сопровождается обычно таким изменением его температуры, которое существенно изменило бы теплопередачу приборов. Так, например, при понижении давления пара от 0,02 до 0,01 МПа (от 0,2 до 0,1 кгс/см^2) температура пара уменьшается с 104,3 до 101,8° С, т. е. всего на 2,5°. Более заметно такое изменение давления изменило бы количество пара, поступающего в приборы. В системах парового отопления качественное регулирование, как правило, не проводится.

Количественное регулирование теплового потока отопительного прибора осуществляется путем изменения количества теплоносителя (воды или пара), подаваемого в систему или прибор. По месту проведения

оно может быть не только центральным и местным, но и индивидуальным, т. е. выполняемым у каждого отопительного прибора.

Центральное и местное регулирование в системах парового отопления — количественное: при изменении температуры наружного воздуха изменяется количество пара, поступающего в систему, или пар подается с бо́льшим или меньшим перерывом. В первом случае проводится так называемое пропорциональное регулирование, во втором — регулирование «пропусками» (теплоноситель подается периодически).

В системах парового отопления применяется также индивидуальное количественное регулирование теплового потока приборов.

В системах водяного отопления центральное и местное качественное регулирование также дополняется индивидуальным количественным регулированием теплового потока каждого прибора.

Индивидуальное количественное регулирование теплового потока от водяных приборов необходимо еще и потому, что сама система водяного отопления испытывает внутреннее возмущающее воздействие силы гравитации, связанное с местным качественным регулированием.

При индивидуальном количественном регулировании тепловой поток от водяного прибора определенного размера изменяется вследствие изменения средней температуры воды в нем; тепловой поток от парового прибора — из-за отклонения температуры конденсата от температуры пара. Если количество пара, поступающего в прибор, равно расчетному, то температура конденсата равна температуре насыщенного пара. Если же количество пара меньше расчетного, то конденсат начинает «переохлаждаться», и так как температура выходящего из прибора конденсата ниже, чем температура пара, входящего в прибор, то тепловой поток от прибора уменьшается (хотя использование в приборе энтальпии каждого килограмма пара и становится более полным).

Таким образом, в процессе эксплуатации паровых систем отопления осуществляется только количественное регулирование, для водяных систем отопления — смешанное качественно-количественное регулирование теплопередачи приборов.

Эксплуатационное регулирование теплопередачи отопительных приборов может быть **автоматизировано.** Местное автоматическое регулирование в тепловом пункте здания проводится по основному фактору внешнего возмущающего воздействия на температурный режим его помещений — по изменению температуры наружного воздуха. Индивидуальное автоматическое регулирование теплопередачи прибора осуществляется по отклонению регулируемого параметра — температуры воздуха в помещении от заданного уровня.

Для индивидуального автоматического регулирования применяют регуляторы прямого и косвенного действия. Принцип работы индивидуального терморегулятора прямого действия основан на использовании явления изменения объема жидкости при изменении ее температуры. Изменение объема жидкости в термобаллоне непосредственно вызывает перемещение клапана регулятора в потоке основного теплоносителя. В Москве такими регуляторами снабжены конвекторы двухтрубной системы водяного отопления здания гостиницы «Россия», проектируется их применение в однотрубной системе водяного отопления другого крупного общественного здания.

В индивидуальных регуляторах температуры косвенного действия обычно используется электрическая энергия (с термореле во внешней цепи) для нагревания термобаллона (сильфона) уменьшенного объема,

который, в свою очередь, связан со штоком регулирующего клапана. Сильфон частично наполнен легко испаряющейся жидкостью. Давление паров жидкости в сильфонной камере изменяется, растяжение и сжатие сильфона вызывают перемещение клапана регулятора. В других конструкциях электрическая энергия используется для управления соленоидным вентилем двухпозиционного действия.

Для индивидуального **ручного регулирования** теплового потока отопительных приборов применяют краны и вентили.

При паровом отоплении и при использовании высокотемпературной воды для ручного регулирования применяют вентили с золотником, пришлифованным к поверхности седла (без прокладки). Вращением маховика и шпинделя вентиля можно увеличивать или уменьшать расстояние между золотником, насаженным на шпиндель, и седлом, т. е. изменять площадь кольцевого отверстия для прохода теплоносителя через вентиль.

При водяном отоплении с расчетной температурой воды ниже 100° С для индивидуального регулирования используют краны различной конструкции.

В двухтрубных системах с их параллельным (по направлению движения воды в стояке) присоединением приборов краны индивидуального регулирования должны иметь повышенное гидравлическое сопротивление и обеспечивать возможность проведения монтажно-наладочного (первичного) и эксплуатационного (вторичного) количественного регулирования. Эти краны должны быть кранами «двойной регулировки».

В однотрубных системах водяного отопления краны индивидуального регулирования должны обладать незначительным гидравлическим сопротивлением, так как их устанавливают последовательно по направлению движения воды и, следовательно, их сопротивление суммируется. Это относится прежде всего к кранам (например, трехходовым) для проточно-регулируемых однотрубных стояков. Краны для однотрубных стояков с замыкающими участками должны оказывать минимальное сопротивление затеканию воды в приборы, поэтому используют краны проходного или шиберного типа, клапан которых можно ставить вдоль потока или совсем выводить из потока воды.

Краны индивидуального регулирования для однотрубных систем, действующих, как правило, в достаточно устойчивом гидравлическом режиме, могут не иметь приспособлений для первичного регулирования и быть кранами только эксплуатационного (вторичного) регулирования.

Для индивидуального ручного регулирования теплового потока отопительных приборов применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов (см. рис. III.3). Воздушным клапаном в конвекторе регулируется количество воздуха, циркулирующего через нагреватель конвектора. Достоинство этого способа регулирования «по воздуху» — сохранение постоянного расхода теплоносителя в отопительных приборах, что способствует поддержанию заданного гидравлического режима системы отопления. Регулирование теплового потока приборов «по воздуху» является дополнительным к основному местному и центральному регулированию.

При индивидуальном количественном регулировании тепловой поток прибора и температура помещения изменяются постепенно — прибор обладает тепловой инерцией. Зависимость изменения температуры помещения во времени при количественном регулировании носит на-

звание разгонной характеристики отопительного прибора. Разгонная характеристика обусловливается видом прибора и теплоносителя.

Наибольшей тепловой инерцией обладают бетонные отопительные панели, и их разгонная характеристика имеет вид пологой кривой. Тепловая инерция стальных панелей и конвекторов меньше инерции чугунных радиаторов и тем более бетонных панелей, поэтому процесс регулирования их теплового потока ускорен.

Темп охлаждения отопительного прибора зависит от его массы и емкости, а также от температурных условий и может быть найден с достаточной степенью приближения по уравнению

$$z = \frac{G_{\text{пр}} c_{\text{пр}} + G_{\text{вд}} c_{\text{вд}}}{mn} \left[\frac{1}{(t_z - t_{\text{в}})^n} - \frac{1}{(t_{\text{н}} - t_{\text{в}})^n} \right], \qquad \text{(III.51)}$$

где z — время с момента выключения прибора, ч;
$G_{\text{пр}}$, $G_{\text{вд}}$ — масса материала и воды в 1 экм прибора;
$c_{\text{пр}}$, $c_{\text{вд}}$ — массовая теплоемкость материала прибора и воды;
t_z — температура прибора через время z после выключения;
$t_{\text{н}}$ — начальная температура прибора в момент выключения;
$t_{\text{в}}$ — температура воздуха помещения;
m, n — коэффициент и показатель степени в уравнении (III.26).

Зная величину z, можно определить приблизительное значение относительного теплового потока прибора через время z после выключения:

$$\bar{Q}_z = \frac{Q_z}{Q_{\text{н}}} = \left(\frac{t_z - t_{\text{в}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}} \right)^{1+n}. \qquad \text{(III.52)}$$

Используя эти формулы, можно найти, что, например, для стальных панелей типа МЗ-500 остаточный тепловой поток через 1 ч после их выключения составляет всего около 15% начального — вдвое меньше, чем для чугунных радиаторов, а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения — соответственно 45 и 60%. Следовательно, регулирование теплопередачи облегченных отопительных приборов более эффективно и быстрее отражается на температуре помещений.

§ 28. ТРУБЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Трубы систем центрального отопления предназначены для подачи расчетного количества и отвода теплоносителя от отопительных приборов. Для пропуска теплоносителя используют трубы: металлические (стальные, медные, свинцовые и др.) и неметаллические (пластмассовые, стеклянные и др.).

Из металлических труб наиболее широко применяют стальные шовные (сварные) и бесшовные (цельнотянутые) трубы. Стальные трубы изготовляют из мягкой углеродистой стали, что облегчает выполнение изгибов, резьбы на трубах и различных монтажных операций. Стоимость бесшовных труб выше, чем сварных, но они более надежны в эксплуатации и их рекомендуется использовать в местах, недоступных для ремонта.

Широкое применение стальных труб в системах центрального отопления обусловливается их прочностью, простотой и надежностью свар-

ных соединений, близким соответствием коэффициента линейного расширения коэффициенту расширения бетона, что важно при заделке труб в бетон (например, в бетонных отопительных панелях).

Медные трубы в системах отопления отличаются долговечностью, но они менее прочны и дороже стальных. Свинцовые трубы встречаются в старых системах отопления, смонтированных в дореволюционное время.

Термостойкие пластмассовые трубы обладают пониженным коэффициентом трения, вследствие чего снижается гидравлическое сопротивление труб в системах отопления; они не зарастают и не подвержены коррозии. Гибкость пластмассовых труб некоторых видов, простота их обработки значительно облегчают монтаж, пониженная теплопроводность уменьшает теплопотери через их стенки. Внедрение пластмассовых труб в отопительную технику ограничивается повышенной стоимостью термостойких их видов, которые не размягчаются или не изменяют свою структуру (не «стареют») при длительном взаимодействии с теплоносителем.

Применение труб из малощелочного термостойкого стекла ограничивается хрупкостью стекла и ненадежностью мест их соединений с отопительными приборами и арматурой.

Стальные трубы, используемые в системах отопления, имеют вполне определенные диаметр (обусловливающий площадь поперечного сечения «канала» для протекания теплоносителя) и толщину стенки. Трубы сравнительно небольшого диаметра носят название водогазопроводных (ранее их называли «газовыми» трубами, так как они использовались для подачи газа к светильникам). Трубы большего диаметра — стальные электросварные и бесшовные ранее назывались «дымогарными» (применялись в паровозных котлах).

В системах отопления используют неоцинкованные (черные) стальные сварные водогазопроводные трубы (по ГОСТ 3262—62) обыкновенные, усиленные и легкие (в зависимости от толщины стенки). Усиленные трубы применяют редко — для уникальных долговременных сооружений со скрытой прокладкой труб; легкие трубы предназначаются под сварку или накатку резьбы для их соединения при открытой прокладке в системах водяного отопления; обыкновенные — при скрытой прокладке и в системах парового отопления.

Размер водогазопроводной трубы обозначается цифрой условного прохода (например, 20 мм). Водогазопроводная труба $d_у=20$ мм имеет наружный диаметр 26,8 мм, а ее внутренний диаметр зависит от толщины стенки (табл III.7). Изменение внутреннего диаметра влияет на площадь поперечного сечения «канала» для протекания теплоносителя (см. табл. III.7). Следовательно, одно и то же количество теплоносителя будет двигаться в трубе одного и того же условного диаметра с различной скоростью в зависимости от толщины стенки, что важно учитывать при гидравлическом расчете труб.

Таблица III.7

Размеры стальной водогазопроводной трубы $d_у=20$ мм (по ГОСТ 3262—62)

Труба	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	Площадь сечения, мм²
Обыкновенная	26,8	2,8	21,2	353(100 %)
Легкая	26,8	2,5	21,8	373(105,7 %)
Усиленная	26,8	3,2	20,4	327(92,6 %)

Стальные электросварные (по ГОСТ 10704—63) и бесшовные трубы выпускаются со стенками различной толщины. Поэтому в условном обозначении такой трубы указывают наружный диаметр и толщину стенки (например, труба 76×3 мм имеет наружный диаметр 76 мм, толщину стенки 3 мм и внутренний диаметр 70 мм). Толщина стенки стальных труб определяется условиями эксплуатации, в том числе необходимостью обеспечения прочности при их деформации (например, при температурном удлинении).

Стальные трубы, применяемые в системах центрального отопления, выдерживают, как правило, большее гидростатическое давление (не менее 1 МПа или 10 кгс/см^2), чем отопительные приборы и арматура. Поэтому в большинстве случаев предельное гидростатическое давление в системе устанавливается по давлению, допустимому не для труб, а для другого менее прочного элемента системы отопления (например, для отопительных приборов или арматуры).

§ 29. СОЕДИНЕНИЕ ТРУБ

Соединение стальных труб между собой и с отопительными приборами и арматурой может быть по условиям монтажа и эксплуатации систем центрального отопления неразборным и разборным (для ремонта отдельных частей). По способу выполнения соединение бывает сварным, резьбовым и болтовым.

Сварное неразборное соединение труб выполняется встык и с применением так называемой компенсирующей муфты — обрезка трубы большего диаметра (для труб $d_у$=15—25 мм).

Резьбовое неразборное соединение осуществляется при помощи специальной фасонной части — муфты с внутренней резьбой. Роль муфты в таком соединении может выполнять муфтовая арматура. Неразборные резьбовые соединения вытесняются сварными соединениями.

Резьбовое разборное соединение включает (кроме муфты) контргайку на конце трубы с длинной резьбой или соединительную (накидную) гайку. Разборное соединение двух труб носит название сгон, разборное соединение трубы с отопительным прибором, имеющим отверстие с внутренней резьбой, — радиаторный сгон. Резьбовое разборное соединение предусматривается в основном у отопительных приборов и арматуры для их демонтажа в случае необходимости.

Конвекторы и бетонные отопительные панели, нагревательные элементы которых основаны на использовании труб малого размера, соединяются с трубами также при помощи разборных резьбовых соединений, чаще всего сгонов.

Фланцевая арматура крупного размера и ребристые трубы — чугунные отопительные приборы с фланцами на концах — соединяются болтами с контрфланцами, привариваемыми к концам труб или имеющими отверстия с внутренней резьбой. Эти отверстия располагаются эксцентрично по отношению оси ребристой трубы для обеспечения спуска воды (вниз) или воздуха (вверх) из прибора.

§ 30. РАЗМЕЩЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТРУБ В ЗДАНИИ

Трубы системы отопления подразделяются, как известно, на магистрали, стояки и подводки к отопительным приборам.

Прокладка отопительных труб в здании может быть открытой и скрытой. В основном применяется открытая прокладка, и в этом случае по-

верхность труб используется как нагревательная при расчете площади поверхности отопительных приборов (см. § 26).

По технологическим, гигиеническим или архитектурно-планировочным требованиям прокладка труб может быть скрытой: магистрали переносят в техническое помещение, стояки и подводки к отопительным приборам размещают в специально предусмотренных шахтах и каналах (штробах) в строительных конструкциях или наглухо заделывают (замоноличивают) в них. Замоноличенная (как правило, в заводских условиях) подводка или стояк играет роль бетонного отопительного прибора с одиночным греющим элементом и односторонней (в наружной стене) или двусторонней (во внутренней стене, полу или перекрытии) отдачей тепла.

Размещение подводки — соединительной трубы между стояком и прибором — зависит от вида отопительного прибора и положения стояка в системе отопления.

Для большинства отопительных приборов подающую подводку, по которой горячая вода или пар подаются в прибор, и обратную подводку, по которой охлажденная вода или конденсат отводятся из прибора, прокладывают горизонтально (при длине до 500 мм) или с некоторым уклоном (5—10 мм на всю длину) для удаления воздуха и спуска воды из прибора (при опорожнении стояка). Эти подводки в зависимости от положения продольной оси прибора по отношению к оси стояка могут быть прямыми и с изгибом, называемым «уткой». Утки увеличивают гидравлическое сопротивление подводок, осложняют заготовку и монтаж труб и поэтому применяются лишь в необходимых случаях.

В месте присоединения подводки одного отопительного прибора на стояке устанавливают резьбовый тройник или выполняют сварной тройник — фасонную часть с трехсторонними отверстиями (см. рис. III.15 и III.17). В месте присоединения подводок двух отопительных приборов помещают резьбовую или сварную крестовину — фасонную часть с четырехсторонними отверстиями.

Как уже отмечалось, для унификации деталей подводок и вертикальных стояков используют односторонние горизонтальные подводки постоянной длины, равной 360 или 400 мм независимо от ширины простенка и окна здания (см. рис. III.15, *а*, на котором показан стояк однотрубной системы, размещаемый на расстоянии 150 мм от обреза оконного проема, а не по оси простенка, как при двусторонних подводках). В жилых и бытовых помещениях отопительный прибор в этом случае может смещаться от вертикальной оси оконного проема по направлению к стояку. В проточно-регулируемой однотрубной системе отопления роль одного из тройников в месте соединения подводки со стояком выполняет трехходовой кран (см. рис. III.15, *а*).

Для некоторых отопительных приборов (например, конвекторов напольного типа) подводки делаются изогнутыми (см. рис. III.17, *г*, *д*). Этот способ прокладки подводок распространен также в зарубежной практике. В горизонтальной проточной однотрубной системе отопления подводки к отопительным приборам выполняют одновременно функции стояка.

Размещение стояка — соединительной трубы между магистралью и подводками — зависит от положения магистралей в системе отопления и размещения подводок к отопительным приборам. Это общее положение дополняется рядом условий, связанных с технико-экономическими и экспл атационными показателями системы отопления.

Так, при размещении стояков в здании необходимо учитывать следующие рекомендации: располагать стояки в наружных углах помещений (однотрубные стояки делаются со смещенными обходными или замыкающими участками — см. рис. III.15, *а* справа), обособлять стояки для отопления лестничных клеток, сокращать протяженность стояков и расход металла на них, а также предусматривать повышение гидравлической устойчивости и тепловой надежности системы.

Кроме того, конструкция стояков должна способствовать унификации деталей для индустриализации процесса заготовки и уменьшения трудоемкости монтажа системы отопления.

Если отдельные рекомендации, например обособление отопления лестничных клеток, конкретны, то для снижения металлоемкости и трудовых затрат необходим сопоставительный анализ нескольких возможных схем стояков с учетом ожидаемого гидравлического режима и тепловой надежности системы отопления.

Казалось бы, простая задача размещения стояков в здании неотделима от выбора типа системы отопления и ее обоснования для конкретного здания в органической связи с его конструктивной схемой.

В общем здесь следует отметить, что однотрубная схема стояка при выполнении перечисленных рекомендаций имеет преимущество перед двухтрубной.

Стояки, как и отопительные приборы, располагают преимущественно у наружных стен — открыто на расстоянии 35 мм от поверхности стены до оси труб $d_{у} \leqslant 32$ мм и скрыто в массиве либо канале стены или перегородки. При скрытой прокладке стояков бесполезная потеря тепла (см. § 26) больше, чем при открытой прокладке, поэтому обычно принимаются меры для уменьшения потери тепла. Например, между замоноличенным стояком и массивом наружной стены прокладывают, как и при совмещенных бетонных отопительных панелях, тепловую изоляцию. При замоноличивании во внутреннюю перегородку или стену стояк несколько (не менее чем на 300 мм) отдаляется от их торца, примыкающего к наружной стене.

Стояки в каналах (штробах) наружных стен рекомендуется покрывать тепловой изоляцией в зависимости от местных условий и конструкции стен. Только в южных климатических районах при достаточной теплозащите наружных стен теплоизоляцию таких стояков можно не делать. Главные стояки в шахтах или каналах всегда покрывают тепловой изоляцией, за исключением тех случаев, когда попутно передающееся через их стенки тепло может стать полезным для отопления помещений.

Размещение магистрали — соединительной трубы между местным тепловым центром и стояками — зависит от назначения и ширины здания, вида принятой системы центрального отопления.

В промышленном или вспомогательном здании магистрали целесообразно прокладывать в пределах рабочих помещений (если этому не препятствует технология производства) — под потолком, в средней зоне или у пола. В необходимых по технологии и конструкции здания случаях магистрали выносят в технические этажи и каналы.

В малоэтажном промышленном здании рационально применять горизонтальную однотрубную водяную систему отопления, когда в одной ветви совмещены функции не только подводки и стояка, как указано выше, но и магистрали.

В сравнительно узких гражданских зданиях (шириной до 9 м) магистрали можно прокладывать вдоль их продольной оси: одна магистраль

для стояков у противоположных сторон узкого здания не вызывает перерасхода труб при соединении ее с каждым стояком (рис. III.18, *а* и III.19, *а*). Так же размещают магистрали при стояках, находящихся у внутренних стен здания

В более широких гражданских зданиях (шириной более 9 м) рационально использовать две разводящие магистрали — вдоль каждой фасадной стены, в связи с чем не только сокращается протяженность труб, но и представляется возможным эксплуатационное регулирование теплоподачи отдельно для каждой стороны здания — пофасадное регулирование (рис III 18, *б* и III 19, *б*).

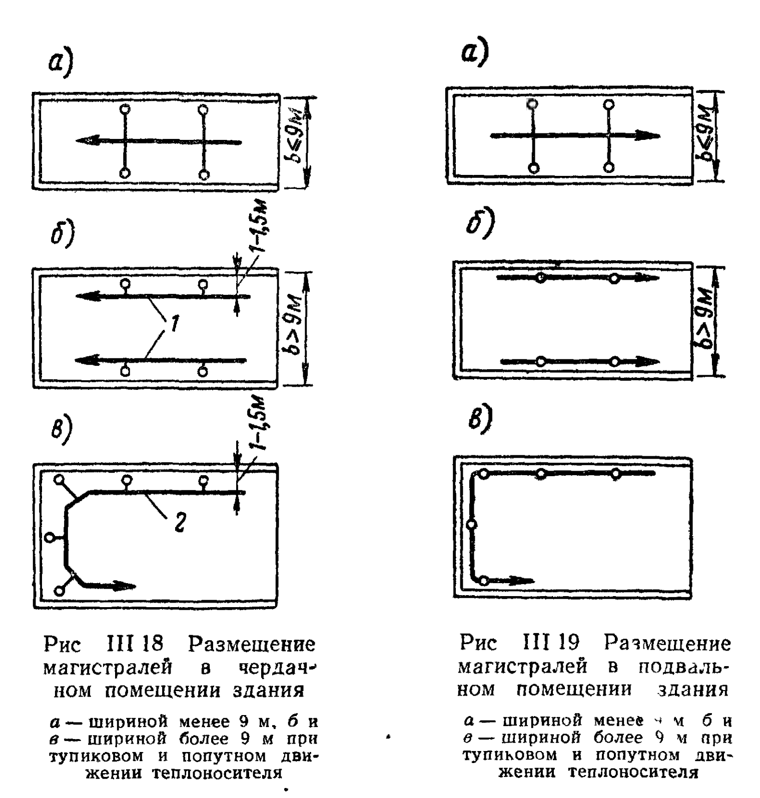


Рис III 18 Размещение магистралей в чердачном помещении здания

а — шириной менее 9 м, *б* и *в* — шириной более 9 м при тупиковом и попутном движении теплоносителя

Рис III 19 Размещение магистралей в подвальном помещении здания

а — шириной менее 9 м *б* и *в* — шириной более 9 м при тупиковом и попутном движении теплоносителя

В чердачном помещении магистрали подвешивают на некотором расстоянии (1—1,5 м) от наружных стен (рис III.18, *б*, *в*) для удобства монтажа и ремонта и для обеспечения при изгибе стояка естественной компенсации его температурного удлинения В рабочих и подвальном помещениях, в техническом этаже и техническом подполье для экономии места магистрали укрепляют на их стенах (рис. III.19).

При проектировании отопления типового многоэтажного жилого дома, состоящего из одинаковых повторяющихся секций, применяется посекционная разводка магистралей с тупиковым движением воды в них В каждой секции дома создается самостоятельная система отопления, в которой возможна стандартизация для многих зданий трубной заготовки не только стояков, но и магистралей

В гражданских зданиях повышенной этажности и особенно в высот-

ных зданиях магистрали, наряду с инженерным оборудованием других видов, размещают в специальных технических этажах.

Во всех случаях размещения магистралей требуется обеспечивать свободный доступ к ним для осмотра, ремонта и смены в процессе эксплуатации системы отопления.

§ 31. РАЗМЕЩЕНИЕ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Ручная запорно-регулирующая арматура систем центрального отопления подразделяется на муфтовую и фланцевую.

Муфтовая арматура (с внутренней резьбой на концах для соединения с трубами) устанавливается на трубах с условным диаметром прохода не более 40, иногда 50 мм; фланцевая арматура (с фланцами на концах) — при условном диаметре 50 мм и более.

Арматура на подводках к отопительным приборам рассмотрена в § 27. Здесь остановимся на особенностях тех или иных видов регулирующей арматуры.

Еще раз отметим, что на подводках к приборам систем низкотемпературного водяного отопления устанавливают: при двухтрубных стояках — краны, обладающие повышенным гидравлическим сопротивлением; при однотрубных стояках — пониженным сопротивлением. В первом случае повышение сопротивления крана способствует равномерности распределения воды по отопительным приборам, во втором — понижение сопротивления обеспечивает затекание в приборы большей части воды от общего расхода ее в стояках, что увеличивает плотность теплового потока приборов.

Распространенные в настоящее время краны двойной регулировки с полой пробкой для двухтрубных систем низкотемпературного водяного отопления обладают существенными недостатками: сравнительно малым сопротивлением и нерациональной (круто изогнутой) «кривой дросселирования» Повышенное сопротивление протеканию воды эти краны оказывают лишь при почти полном их закрытии (на 90—95%). Малая «глубина» дросселирования пробковыми кранами не позволяет осуществлять эффективное регулирование распределения воды по отопительным приборам.

У кранов двойной регулировки типа «Термис» устранены эти недостатки — возрастание величины дросселирования у них пропорционально степени закрытия отверстия для протекания воды, но вследствие усложненной конструкции возможно быстрое их засорение, если не обеспечивается достаточная чистота (отсутствие примесей) циркулирующей воды.

Пробковые краны двойной регулировки можно использовать в малоэтажных зданиях, где слабо проявляется влияние естественного циркуляционного давления на распределение воды по приборам. В многоэтажных зданиях при двухтрубных системах водяного отопления применяют краны повышенного гидравлического сопротивления типа «Термис» или КРД (по ГОСТ 10944—64). Это позволяет создавать достаточное противодействие нарушению расчетного распределения воды по приборам под увеличенным и вместе с тем переменным влиянием естественного циркуляционного давления.

Кран регулирующий дроссельный (КРД) представляет собой сочетание дросселирующей диафрагмы с клапаном вентильного типа (как и

кран «Термис»), но клапан на конце снабжен иглой для прочистки диафрагмы (рис. III.20). Калиброванная конусная диафрагма (диаметром 2—6 мм), расположенная в седле корпуса вентиля $d_у=15$ мм, обеспечивает необходимое сопротивление протеканию воды, аналогично создаваемому при первой (монтажной) регулировке крана «Термис». Зависимость потери давления Δp, Па, в кране КРД от расхода воды G, кг/ч, выражается формулой

$$\Delta p = SG^2, \quad \text{(III.53)}$$

где S — характеристика сопротивления крана, зависящая от диаметра диафрагмы, Па/(кг/ч)^2.

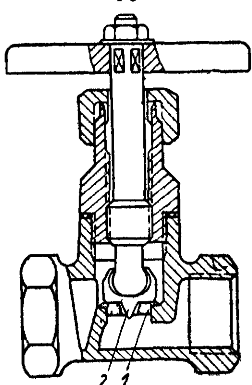


Рис. III.20. Кран повышенного гидравлического сопротивления

1 — калиброванная конусная диафрагма; 2 — запорно-регулирующий клапан

Игольчатый клапан, кроме прочистки диафрагмы, обеспечивает вторую (эксплуатационную) регулировку теплопередачи отопительного прибора и может плотно закрывать кран.

Характеристика сопротивления кра-

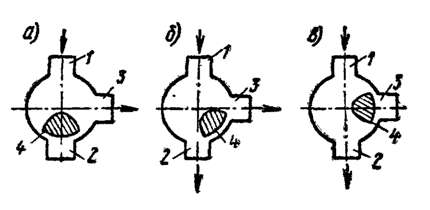


Рис. III.21 Схемы действия трехходового крана в однотрубном стояке

а — вода из стояка *1* полностью протекает в отопительный прибор через подводку *3* (пробка *4* крана перекрывает обходной участок *2*); *б* — вода частично затекает в отопительный прибор, *в* — вода обходит отопительный прибор (пробка *4* закрывает подводку *3*) и протекает в обходной участок *2*

на КРД, выполненного с использованием корпуса стандартного вентиля, приведена в табл. III.8.

На подводках к отопительным приборам при однотрубных стояках с замыкающими участками размещают проходные или шиберные краны. Особенностью их конструкции является пониженное гидравлическое сопротивление.

Трехходовой (встречается также четырехходовой) кран располагают, как известно, в узле соединения подводки с однотрубным стояком. Пробка крана может занимать различное положение в корпусе (рис. III.21) и регулировать количество воды, протекающей через отопительный прибор. Если пробка *4* закрывает отверстие в кране, обращенное к обходному участку *2* (рис. III.21, *а*), то вода из стояка *1* целиком протекает в подводку *3* к отопительному прибору. Это положение пробки соответствует расчетному условию для каждого отопительного при-

Таблица III.8

Гидравлическая характеристика крана КРД $d_у=15$ мм

Номер крана	Характеристика сопротивления S, Па/(кг/ч)^2	Расход воды G, кг/ч, при потере давления Δp=3923 Па (400 кгс/м^2)
1	4,36	30
2	2,45	40
3	1,09	60
4	0,613	80
5	0,392	100
6	0,232	130

бора в проточно-регулируемом однотрубном стояке: расход воды в приборе равен расходу воды в стояке (при одностороннем присоединении приборов к стояку).

Итак, на рис. III.21, *а* изображено расчетное (оно же и монтажное), на рис. III.21, *б* — промежуточное положение пробки в корпусе трехходового крана при эксплуатационном потребительском регулировании теплопередачи и, наконец, на рис. III.21, *в* — положение пробки при выключении отопительного прибора в случае перегревания помещения.

На рис. III.21 представлена схема действия правого трехходового крана при движении воды по стояку сверху — вниз; очевидно, что этот же рисунок в перевернутом положении будет изображать схему действия левого крана при движении воды по стояку снизу — вверх.

На подводках к отопительным приборам систем высокотемпературного водяного и парового отопления из-за «прикипания» пробки краны заменяют вентилями, хотя гидравлическое сопротивление их во много раз превышает сопротивление кранов и такое увеличение сопротивления не всегда желательно. Вентили в системах парового отопления высокого давления устанавливают и перед (на паровой подводке) и после (на конденсатной трубе) отопительных приборов для полного их отключения при необходимости охладить или отремонтировать приборы.

На конденсатных подводках к приборам размещают также конденсатоотводчики, пропускающие конденсат и воздух и задерживающие пар.

Арматуру можно располагать также непосредственно на отопительных приборах. Известны конструкции запорно-регулирующих кранов, устанавливаемых между секциями радиаторов; при нижней прокладке обеих магистралей системы водяного отопления часто на отопительных приборах устанавливают воздушные краны.

Арматура на стояках предназначена для количественного регулирования и полного отключения отдельных стояков, если требуется проводить ремонтные и другие работы во время отопительного сезона.

Вряд ли целесообразно устанавливать арматуру на стояках малоэтажных (один-три этажа) зданий. Здесь проще предусматривать возможность отключения арматурой сравнительно небольшой части системы отопления (например, вдоль одного фасада здания).

В многоэтажных зданиях, имеющих четыре и более этажей, на стояках систем отопления (на расстоянии от магистралей не более 120 мм) устанавливают проходные краны (их также называют пробочными) и вентили (см. рис. III.22). Проходные краны используют при низкотемпературной воде и ограниченном гидростатическом давлении в системе. В высоких зданиях при гидростатическом давлении, превышающем 0,6 МПа (6 кгс/см^2) в нижней части стояков, проходные краны заменяют более дорогостоящими, но более прочными и надежными в работе вентилями.

Вентили ставят на стояках, так же как и на подводках к приборам, при теплоносителях — высокотемпературной воде и паре.

Предпочтительно применение вентилей с наклонным шпинделем (косых вентилей), имеющих меньшее гидравлическое сопротивление по сравнению с вентилями, шпиндель которых перпендикулярен оси трубы (прямые вентили) и в которых поток теплоносителя должен дважды изменять направление своего движения под прямым углом.

При водяном отоплении для спуска воды из одного стояка и впуска воздуха в него при этом, а также для выпуска воздуха при последую-

щем заполнении водой рядом с отключающими кранами (или вентилями) устанавливают муфты с резьбовыми пробками (или спускные вентили).

При паровом отоплении иногда (при значительном протяжении систем) на конденсатных трубах удаленных стояков предусматривается установка спускных вентилей для «продувки» системы, т. е. для быстрого удаления воздуха из нее при пуске пара.

На стояках можно размещать регулирующие диафрагмы (шайбы), хотя их установка сама по себе свидетельствует о невозможности применения трубы стояка меньшего диаметра, к чему всегда следует стремиться.

Арматура на магистралях необходима для количественного регулирования и отключения отдельных частей системы отопления. Для этого используют муфтовые проходные краны и вентили, а также фланцевые задвижки на трубах крупного калибра $d_у \geqslant 50$ мм.

Задвижка при полностью открытом затворе оказывает наименьшее сопротивление движению воды через нее по сравнению с арматурой других видов, в чем заключается преимущество этого громоздкого прибора.

В пониженных местах на магистралях устанавливают спускные краны, в повышенных местах водяных магистралей — воздушные краны или воздухосборники (см. ниже).

Паровые магистрали снабжаются гидравлическими затворами (петлями) или конденсатоотводчиками для удаления конденсата, образующегося попутно при движении пара. Их можно отнести к запорной арматуре для пара.

На вертикальных воздушных трубах систем водяного отопления с нижней прокладкой магистралей устанавливают арматуру (проходные краны) в тех случаях, когда на самих стояках предусматриваются запорные краны. Горизонтальная воздухоудаляющая линия дополняется запорным краном, если она не выводится к расширительному баку (см. рис. III.24, *д*).

На спускных трубах для опорожнения отдельных стояков или горизонтальных ветвей систем водяного отопления (подробнее см. § 47) устанавливают общий запорный кран у бачка для перепуска воды в канализационную сеть.

Арматура в тепловом пункте здания предназначена для регулирования и отключения отдельных систем отопления, а также отопительного оборудования.

Задвижки размещают на главных подающих и обратных магистралях, до и после (по движению теплоносителя) теплообменников, циркуляционных и смесительных насосов, водоструйных элеваторов, исполнительных механизмов автоматического регулирования и других аппаратов, а также на обводных линиях.

Если кроме рабочего насоса предусматривается резервный насос, то после каждого из них, кроме задвижек, устанавливают обратные клапаны (см. рис. IV.7). Насос находится в резерве при открытых задвижках, и обратный клапан предотвращает обратное движение воды через него к всасывающему патрубку работающего насоса.

На конденсатных трубах перед баком для сбора конденсата размещают конденсатоотводчики. Основная запорная арматура дополняется воздушными и спускными кранами в необходимых местах.

§ 32. КОМПЕНСАЦИЯ УДЛИНЕНИЯ ТРУБ

Теплопроводы системы отопления монтируют в «коробке» строящегося здания при различной температуре наружного воздуха. В весенне-осенний период эта температура близка к +5° С. В зимний период для удобства выполнения отделочных и монтажных работ в строящемся здании стремятся также поддерживать временными средствами положительную температуру.

Так как эксплуатация различных отопительных труб проводится при температуре теплоносителя от 30 до 150 °С, стальные трубы удлиняются по сравнению с монтажной их длиной в большей или меньшей степени.

Температурное удлинение нагреваемой трубы — приращение ее длины Δl — определяется по формуле

$$\Delta l = \alpha (t_т - t_н) l, \qquad (III.54)$$

где α — коэффициент линейного расширения материала трубы (для мягкой стали в рассматриваемом интервале температуры близок к $1{,}2 \cdot 10^{-5}$);

$t_т$ — температура теплопровода, близкая к температуре теплоносителя, °С (при расчетах учитывается наивысшая температура);

$t_н$ — температура окружающего воздуха в период производства монтажных работ, °С;

l — длина отопительной трубы, м.

Если считать $t_н = +5°$ С, то формула (III.54) для стальной трубы может быть представлена в виде:

$$\Delta l = 1{,}2 \cdot 10^{-2} (t_т - 5) l, \text{ мм}, \qquad (III.54а)$$

удобном для ориентировочных расчетов.

Можно установить, что при низкотемпературной воде 1 м подающей стальной трубы предельно удлиняется приблизительно на 1 мм, обратной трубы — на 0,8 мм, а при высокотемпературной воде и паре удлинение каждого метра трубы достигает 1,75 мм.

Очевидно, что это необходимо учитывать при конструировании системы отопления, особенно при высокотемпературном теплоносителе, и принимать меры для уменьшения усилий, возникающих при температурном удлинении подводок, стояков и магистралей.

Компенсация удлинения подводок к отопительным приборам предусматривается в горизонтальных однотрубных системах путем изгибов подводок (добавления уток) для того, чтобы напряжение на изгиб в отводах труб не превышало 78,5 МПа (800 кгс/см²); между каждыми пятью-шестью приборами вставляют П-образные компенсаторы, которые рационально размещать в местах пересечения разводящей трубой внутренних стен и перегородок помещений.

В системах отопления с вертикальными стояками подводки к приборам в большинстве случаев выполняются без изгибов, однако в высоких зданиях возможен специальный изгиб подводок к одному или нескольким приборам для обеспечения беспрепятственного перемещения труб стояка при температурном удлинении.

При длинных гладкотрубных приборах, а также при установке нескольких приборов другого типа «на сцепке» необходимы такие же специальные изгибы подводок к ним для компенсации их температурного удлинения.

Игнорирование этого явления приводит при эксплуатации системы

если не к излому труб и арматуры, то к возникновению течи в резьбовых соединениях.

Компенсация удлинения вертикальных стояков систем отопления малоэтажных зданий обеспечивается путем их изгиба в местах присоединения к подающим магистралям (рис. III.22, *а*). В более высоких (4—7-этажных) зданиях вертикальные однотрубные стояки изгибают в местах присоединения не только к подающей, но и к обратной магистрали (рис. III.22, *б*).

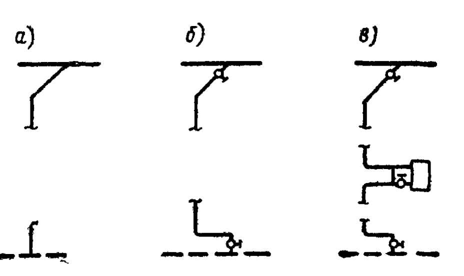


Рис. III.22. Изгибы труб для компенсации удлинения вертикальных стояков систем отопления зданий

а — одно-трехэтажных; *б* — четырех-семиэтажных; *в* — восьмиэтажных и более высоких

В зданиях, имеющих более семи этажей, таких изгибов стояков недостаточно и для компенсации удлинения средней части вертикальных стояков применяют либо специальные П-образные компенсаторы, либо дополнительные изгибы труб, удаляя отопительные приборы от оси стояка (рис. III.22, *в*). В этом случае трубы стояков между компенсаторами в отдельных точках закрепляют, устанавливая неподвижные опоры (так называемые «мертвые») для обеспечения перемещения труб в заданном направлении при изменении их температуры.

В местах пересечения междуэтажных перекрытий трубы заключают в гильзы для облегчения их перемещения при удлинении или при ремонте. При замоноличивании в панели стен трубы соединяют в разрывах между панелями с изгибами для компенсации усилий, возникающих при осадке зданий.

В вертикальной однотрубной системе для компенсации удлинения используют изгибы труб каждого этаже-стояка.

Для компенсации удлинения вертикальных главных стояков систем отопления многоэтажных зданий применяют П-образные компенсаторы, ширина и вылет которых определяются расчетом. Следует иметь в виду, что неподвижные опоры между компенсаторами в этом случае воспринимают не только силу упругости компенсатора, но и действие массы трубы с водой и изоляцией.

Компенсация удлинения магистралей выполняется прежде всего естественными их изгибами, обусловленными планировкой конкретного здания, и только прямые магистрали значительной длины, особенно при высокотемпературном теплоносителе, снабжаются П-образными компенсаторами.

§ 33. УКЛОН ТРУБ

Трубы систем водяного и парового отопления редко прокладывают строго горизонтально — только в тех случаях, когда это необходимо по местным условиям. Как правило, трубы монтируют с отклонением от горизонтали — уклоном.

В водяных системах отопления уклон горизонтальных труб необхо-

дим для отвода в процессе эксплуатации скоплений воздуха, находящегося в свободном состоянии, в какое-либо заранее выбранное место, а также для самотечного удаления воды из труб при опорожнении систем.

Строго горизонтальная прокладка труб (магистралей $d_у > 50$ мм, а также ветвей горизонтальных систем) допустима при повышенной скорости движения воды (не менее 0,25 м/с), когда скопления воздуха уносятся протекающей водой. Однако в этом случае затруднен спуск воды из таких труб.

Магистрали верхней разводки рекомендуется прокладывать с уклоном против направления движения воды для того, чтобы частично использовать архимедову подъемную силу для удаления скоплений воздуха к воздухосборнику, расположенному в наиболее высокой точке системы отопления. Подобное направление уклона верхних магистралей необходимо принимать в насосных системах. В гравитационных системах допускается прокладка труб с уклоном по движению воды, если скорость ее движения меньше скорости витания (см. § 34) пузырьков воздуха в воде.

Нижние магистрали всегда прокладывают с уклоном в сторону теплового пункта здания, где при опорожнении системы вода спускается в канализацию. При этом, если магистралей две (подающая и обратная), то рационально для удобства их крепления придавать им уклон в одном и том же направлении.

В насосных системах уклоны подающих магистралей и подводок к отопительным приборам допускаются по направлению движения воды только в том случае, если будет обеспечиваться самопроизвольное движение скоплений воздуха в обратную сторону — против направления движения воды. В обычных условиях при уклоне более 1% (0,01) это требование выполняется, т. е. подъемная сила оказывается больше сопротивления, вызванного динамическим давлением воды и гидравлическим трением.

В паровых системах отопления уклон горизонтальных труб необходим для самотечного удаления конденсата как при эксплуатации, так и при опорожнении систем.

Паропроводы рекомендуется прокладывать с уклоном по направлению движения пара для обеспечения самотечного движения попутного конденсата, образующегося при потере тепла через стенки труб. Встречное движение пара и конденсата в одной и той же трубе сопровождается гидравлическими ударами. Поэтому уклон паропроводов против направления движения пара нежелателен и допустим в исключительных случаях.

Самотечные конденсатные трубы, естественно, имеют уклон в сторону стока конденсата. Напорным конденсатным трубам уклон придается в произвольном направлении лишь для спуска конденсата при опорожнении труб.

Рекомендуемый нормальный уклон магистралей — водяных в насосных системах, паровых и напорных конденсатных — 0,003, хотя в необходимом случае уклон может быть уменьшен до 0,002. Минимальный уклон подающих магистралей гравитационных систем водяного отопления, паропроводов с уклоном против движения пара, самотечных конденсатных магистралей, подводок к отопительным приборам — 0,005 и желательно увеличивать его до 0,01.

§ 34. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ И УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА

В системах центрального отопления, особенно в водяных, скопления воздуха нарушают циркуляцию теплоносителя и вызывают коррозию стали. Борьба с воздушными скоплениями — весьма важная задача, которую необходимо разрешать при проектировании и эксплуатации систем. Для проведения необходимых мероприятий следует выяснить сущность процессов растворения и перехода воздуха в свободное состояние, укрупнения и движения воздушных скоплений в трубах.

Воздух в системы отопления попадает двумя путями: частично остается в свободном состоянии при заполнении их теплоносителем или вносится водой в процессе заполнения и эксплуатации в растворенном (точнее, поглощенном, абсорбированном) виде.

Количество свободного воздуха, остающегося в трубах и приборах при их заполнении, не поддается учету, но этот воздух в правильно сконструированных системах устраняется в течение нескольких дней эксплуатации.

Количество растворенного воздуха, вводимого в системы при периодических добавках воды в процессе эксплуатации, определяется в зависимости от содержания воздуха в подпиточной воде. Подпиточная водопроводная вода содержит свыше 30 г воздуха в 1 т воды, подпиточная вода из теплофикационной сети, специально деаэрированная (лишенная воздуха), — <1 г (но при этом появляется водород и даже метан).

Количество растворенного воздуха, переходящего в свободное состояние, зависит от температуры и давления воды в системах отопления.

Растворимость воздуха (насыщающая концентрация) в чистой воде при атмосферном давлении ($9{,}81 \cdot 10^4$ Па или 760 мм рт. ст.) зависит от температуры воды:

Температура воды, °C	5	30	50	70	90	95
Растворимость воздуха ρ_a, г/т	33	20	15	11	5	3

Как видно, при повышении температуры воды значительно снижается содержание в ней растворенного воздуха. Следовательно, в тех местах систем отопления, где горячая вода находится под атмосферным давлением, в свободное состояние переходит наибольшее количество воздуха.

При повышении давления задерживается переход абсорбированного воздуха в свободное состояние. Зависимость растворимости воздуха в воде от давления с достаточной точностью выражается законом Генри — абсорбируемое количество газа пропорционально его давлению (при данной температуре).

Влияние гидростатического давления на растворимость воздуха видно из следующего примера. В системе отопления высотой 23 м наибольшая растворимость воздуха в воде при температуре 95° С составит.

$$\rho_1 = \rho_a \frac{p_1}{p_a} = 3\,\frac{(3{,}3 \cdot 9{,}81 - 8{,}46)\,10^4}{(9{,}81 - 8{,}46)\,10^4} = 3\,\frac{23{,}91 \cdot 10^4}{1{,}35 \cdot 10^4} = 53 \text{ г/т}$$

$$\left(\rho_1 = \rho_a \frac{p_1}{p_a} = 3\,\frac{3{,}3 \cdot 760 - 655}{760 - 655} = 3\,\frac{1855}{105} = 53 \text{ г/т}\right),$$

где $8{,}46 \cdot 10^4$ Па (655 мм рт. ст.) — упругость водяных паров при температуре 95° С;

$23{,}91 \cdot 10^4$ и $1{,}35 \cdot 10^4$ Па (1855 и 105 мм рт. ст.) — парциальное дав-

ление воздуха соответственно при абсолютном гидростатическом давлении $32{,}37\cdot10^4$ и $9{,}81\cdot10^4$ Па (3,3 и 1 кгс/см²).

В такой системе отопления растворенный воздух, вводимый с водой, не сможет перейти в свободное состояние в нижней ее части. Это произойдет лишь при достаточном понижении гидростатического давления.

Воздух в свободном состоянии занимает в системах отопления значительный объем. Например, в системе емкостью 7 м³ воздух, выделяющийся при нагревании воды от 5 до 95° С, имеет объем

$$\frac{(33-3)\cdot 7}{10^3}\,\frac{273+95}{1{,}29\cdot 273}=0{,}22\ \text{м}^3.$$

Такой объем воздуха может образовать «пробку» в трубе $d_у=50$ мм протяженностью около 100 м. Этот пример подтверждает необходимость удаления свободного воздуха из систем отопления.

Следует, кроме того, отметить, что растворенный воздух содержит около 33% кислорода, т. е. в коррозионном отношении для стальных труб более опасен «водяной» воздух, чем атмосферный, в котором содержится кислорода около 21% (по объему).

Форма воздушных скоплений в воде в свободном состоянии различна. Лишь пузырьки с диаметром сечения не более 1 мм имеют форму шара. С увеличением объема пузырьки сплющиваются, принимая эллипсоидную и грибовидную формы.

В вертикальных водяных трубах пузырьки воздуха могут всплывать, находиться во взвешенном состоянии и, наконец, увлекаться потоком воды вниз.

В горизонтальных и наклонных водяных трубах пузырьки воздуха занимают верхнее положение. Мельчайшие пузырьки задерживаются в нишах шероховатой поверхности труб. Более крупные пузырьки (объемом 0,1 см³ и более) в зависимости от уклона труб и скорости движения воды как бы катятся вдоль «потолочной» поверхности труб в виде прерывистой ленты. С увеличением скорости движения воды до 0,6 м/с начинается дробление воздушных скоплений; пузырьки воздуха в верхней части труб, отрываясь от их поверхности, двигаются по криволинейным траекториям. При скорости движения воды более 1 м/с мелкие пузырьки постепенно распространяются по всему сечению труб — возникает водовоздушная эмульсия.

В паропроводах пар вытесняет воздух в нижние части систем к конденсатным трубам.

В горизонтальных и наклонных самотечных конденсатных трубах воздух перемещается над уровнем конденсата, в напорных конденсатных трубах — в виде пузырьков и водовоздушной эмульсии.

Скорость движения пузырьков свободного воздуха в воде зависит от подъемной архимедовой силы и сил сопротивления движению воды и воздуха.

Рассмотрим состояние идеального воздушного пузырька-шарика диаметром d в потоке воды, движущемся сверху вниз. Подъемная сила, действующая на пузырек, направлена вверх:

$$P=V\,(\rho_{вд}-\rho_{вз})\,g, \tag{III.55}$$

где V — объем пузырька;

$\rho_{вд}$ и $\rho_{вз}$ — плотность соответственно воды и воздуха.

При движении со скоростью v в потоке воды, обладающем скоростью w, пузырек испытывает силу сопротивления всплыванию.

$$R = c_x \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho_{вд} (w - v)^2}{2} \qquad (III.56)$$

где c_x — коэффициент сопротивления.

При $P = R$, $v = 0$ и пузырек находится в потоке во взвешенном состоянии. Скорость w свободного потока, не ограниченного стенками трубы, при которой пузырек воздуха «витает» в воде, называется скоростью витания или критической скоростью движения воды.

При $P > R$ пузырек воздуха «всплывает» против течения воды и в системе водяного отопления перемещается в верхние ее части.

При $P < R$, т. е. при скорости движения потока, превышающей критическую, пузырек воздуха уносится потоком воды и в системе водяного отопления перемещается в нижние ее части.

Исследованиями было установлено значение критической скорости потока воды для обычных геометрических размеров воздушных скоплений в системах водяного отопления: в вертикальных трубах 0,2—0,25 м/с, в наклонных и горизонтальных трубах 0,1—0,15 м/с. Скорость всплывания пузырьков воздуха не превышает скорости витания

Проследим за состоянием воздуха и образованием воздушных скоплений в вертикальных системах водяного отопления.

Воздух переходит из растворенного состояния в свободное по мере уменьшения гидростатического давления в верхней части систем отопления: в главном стояке — при верхней прокладке подающей магистрали, в отдельных стояках — при нижней ее прокладке. Свободный воздух в виде пузырьков и скоплений движется по направлению или против течения в зависимости от скорости потока воды и уклона труб. Воздух собирается в высших точках системы или при значительной скорости движения захватывается потоком и по мере понижения температуры и повышения гидростатического давления вновь абсорбируется водой.

Теперь можно установить совокупность мероприятий для локализации воздушных скоплений в системах отопления.

В системах водяного отопления с верхней прокладкой магистралей обеспечивается движение свободного воздуха к точкам его сбора; точки сбора воздуха (и удаления его в атмосферу) соответствуют наиболее высоко расположенным местам систем; скорость движения воды в точках сбора воздуха снижается до значения менее 0,1 м/с; длина пути движения воды с пониженной скоростью гарантирует всплывание пузырьков и скопление воздуха для последующего его удаления.

К таким мероприятиям относятся прокладка труб с определенным уклоном в желательном направлении, установка проточных воздухосборников (рис. III.23, *а*) или использование открытых расширительных баков в системах с верхней прокладкой подающей (рис. III.23, *б*) и обратной (рис. III.23, *в*) магистралей. Из воздухосборников воздух удаляется в атмосферу периодически с помощью ручных спускных кранов или автоматических воздухоотводчиков Из расширительных баков воздух выходит через открытую переливную трубу.

В большинстве известных конструкций автоматических воздухоотводчиков (так называемых вантузов) поплавково-клапанного типа используются внутреннее гидростатическое давление для закрывания клапана

(прижимания золотника клапана к седлу воздушной трубки) и сила тяжести поплавка для его открывания.

В системах водяного отопления с нижней прокладкой обеих магистралей наиболее высоко расположены отопительные приборы верхнего этажа зданий. Воздух, концентрирующийся в емких отопительных приборах или в греющих трубах конвекторов и бетонных панелей, удаляется в атмосферу периодически с помощью ручных и автоматических воздушных кранов *1* (рис. III.24, *а*) или централизованно через специальную воздушную трубу *2* (рис. III.24, *г*).

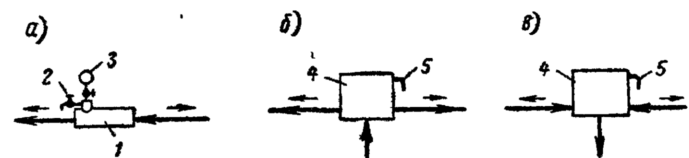


Рис. III.23 Способы удаления воздуха из системы водяного отопления с верхней прокладкой магистрали

а — через горизонтальный проточный воздухосборник *1* и спускной кран *2* или автоматический воздухоотводчик *3*, *б* — через проточный расширительный бак *4* и переливную трубу *5* при естественной циркуляции воды, *в* — через проточный расширительный бак *4* при «опрокинутой» циркуляции воды

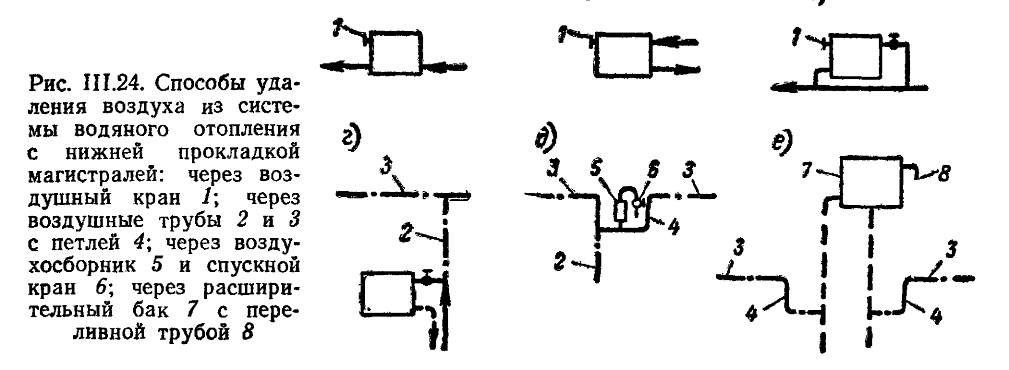


Рис. III.24. Способы удаления воздуха из системы водяного отопления с нижней прокладкой магистралей: через воздушный кран *1*; через воздушные трубы *2* и *3* с петлей *4*; через воздухосборник *5* и спускной кран *6*; через расширительный бак *7* с переливной трубой *8*

Распространена конструкция ручного бессальникового воздушного крана с поворотным игольчатым штоком. Однако целесообразнее применять достаточно простые автоматические воздушные краны, основанные на свойстве сухого материала пропускать воздух, а в увлажненном состоянии задерживать его.

При централизованном воздухоудалении воздушные трубы стояков *2* объединяются горизонтальной воздушной линией *3* (рис. III.24, *г*) с воздушной петлей *4* для устранения циркуляции воды в воздушной линии (рис. III.24, *д*, *е*). Для периодического выпуска воздуха воздушная петля включает вертикальный воздухосборник *5* со спускным краном *6* (рис. III.24, *д*). Для непрерывного удаления воздуха воздушную петлю присоединяют к одной из соединительных труб открытого расширительного бака *7* (рис. III.24, *е*).

Особенно важны мероприятия по сбору и удалению воздушных скоплений при восполнении потерь воды в отопительных системах водопроводной водой. В этом случае при нижней прокладке магистралей трубы к отопительным приборам верхнего этажа рекомендуется присоединять

по схеме, изображенной на рис. III.24, *а*, и детализированной на рис III.17, *в—д*, а при централизованном удалении воздуха — по схеме на рис. III. 24, *г*.

При «подпитке» систем отопления деаэрированной водой можно добиться обезвоздушивания отопительных приборов и труб путем создания скорости водяных потоков, обеспечивающей вынос пузырьков воздуха в зону повышенного гидростатического давления с последующей адсорбцией. Это осуществляется в однотрубных системах с присоединением труб к отопительным приборам верхнего этажа по схеме на рис. III.24, *б*. В этом случае существенное значение имеет также непосредственное поглощение свободных воздушных скоплений водой, охлаждающейся в отопительных приборах.

Явление поглощения более быстро протекает в отопительных приборах нижних этажей, где растворимость воздуха возрастает не только при понижении температуры воды, но и вследствие увеличения гидростатического давления. Наблюдениями установлено, что процесс обезвоздушивания радиаторов, присоединенных к трубам по схеме снизу—вниз (см. рис. III.24, *а*), практически протекает в течение двух-трех суток без открывания воздушных кранов. Поэтому при обеспечении достаточной растворимости воздуха трубы к отопительным приборам можно присоединять по схеме, показанной на рис. III.24, *в*, способствующей повышению плотности теплового потока приборов.

В вертикальных однотрубных системах водяного отопления многоэтажных зданий с П-образными и бифилярными стояками воздушные краны в верхних приборах можно не устанавливать и при наполнении системы воздух удалять в основании нисходящей части стояков путем выдавливания его водой.

В паропроводах систем парового отопления воздух находится в свободном состоянии. Удельный вес воздуха приблизительно в 1,6 раза больше, чем удельный вес пара: при температуре 100° С соотношение составляет 9 Н/м^3 (0,92 кгс/м^3) к 5,7 Н/м^3 (0,58 кгс/м^3), чем объясняется скопление воздуха в низких местах систем над поверхностью конденсата. Так как растворимость воздуха в конденсате незначительная из-за высокой температуры конденсата, воздух остается в свободном состоянии.

В паровых системах низкого давления воздушные скопления удаляют в атмосферу через «сухие» конденсатные трубы или специальные воздушные трубы при «мокрых» конденсатных трубах.

В паровых системах высокого давления воздух захватывается конденсатом, движущимся с большой скоростью. Водовоздушная эмульсия по трубам попадает в закрытый конденсатный бак, где воздух отделяется от конденсата и периодически отводится в атмосферу через специальную воздушную трубу.

§ 35. РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАК

Каждая система водяного отопления гидравлически замкнута и имеет определенную емкость арматуры, труб и отопительных приборов, т. е. постоянный объем заполняющей ее воды. Изменение температурного режима влияет на параметры находящейся в системе воды. Внутреннее гидравлическое давление в замкнутой системе при этом может повышаться до величины, превышающей предел прочности отдельных ее элементов. Поэтому в систему водяного отопления вводится дополнительный элемент для ограничения гидравлического давления. Этот элемент может

быть открытым, сообщающимся с атмосферой, и закрытым, находящимся под переменным, но ограниченным избыточным давлением. Часто в качестве такого элемента применяют открытые расширительные баки.

В крупных системах водяного отопления группы зданий — системах районного отопления — утечка воды через неплотные соединения труб, в арматуре, приборах и других местах ограничивает повышение внутреннего гидравлического давления при увеличении температуры воды и вызывает частое, а иногда и постоянное использование подпиточных насосов. Расширительные баки применяют в системах водяного отопления

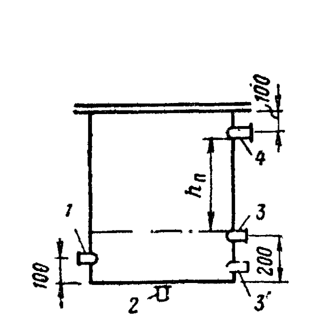


Рис. III.25. Открытый расширительный бак с патрубками для присоединения труб

1 — расширительной; *2* — циркуляционной; *3*—контрольной; *3'* — трубы реле уровня; *4* — переливной

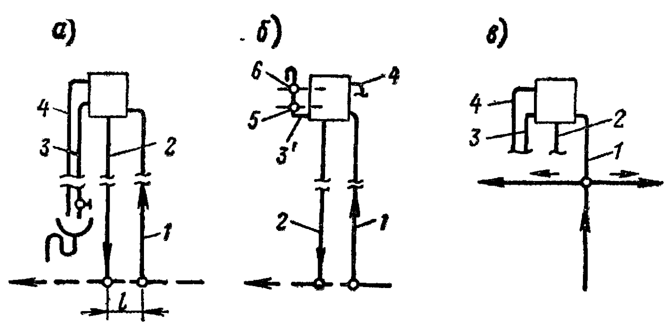


Рис. III.26. Присоединение открытого расширительного бака к магистралям

а — обратной в насосной системе с ручным контролем; *б* — то же, с автоматизированными сигнализацией и регулированием уровня воды в баке; *в* — подающей в системе с естественной циркуляцией воды; *1*—*4* — трубы соответственно расширительная, циркуляционная, контрольная, переливная, *5* и *6* — реле соответственно нижнего и верхнего уровня воды в баке

одного или нескольких зданий при их тепловой мощности, ограниченной 6 МВт (5 Гкал/ч), когда утечка воды еще не вызывает постоянного действия подпиточных насосов.

Основное назначение расширительного бака — прием излишков объема воды в системе, образующихся при ее нагревании. Кроме того, открытый расширительный бак предназначен для восполнения убыли объема воды в системе при утечке и при понижении ее температуры, ограничения гидравлического давления в системе, сигнализации об уровне воды в системе, удаления воды в канализацию при переполнении системы, управления действием подпиточных приборов и, наконец, в отдельных случаях (см. рис. III.23, *б*, *в* и III.24, *е*) он может служить воздухоотделителем и воздухоотводчиком. Благодаря непрерывному и безотказному выполнению этих разнообразных функций открытый расширительный бак является необходимым и надежным прибором, чем объясняется его широкое распространение.

Открытые расширительные баки вместе с тем имеют недостатки: они громоздки, в связи с чем затрудняется их размещение в зданиях и увеличивается бесполезная потеря тепла через их стенки. При открытых баках вследствие излишнего охлаждения воды в них возможно поглощение воздуха и усиление внутренней коррозии труб и отопительных приборов. Наконец, в большинстве случаев требуется прокладка специальных соединительных труб.

Закрытые расширительные баки, располагаемые непосредственно в тепловых пунктах зданий или на тепловых станциях, лишены многих из

перечисленных недостатков. Однако их емкость значительно превышает емкость открытых баков, а для уменьшения объема путем искусственного увеличения внутреннего давления требуются дополнительное оборудование и затрата электрической энергии.

Открытые расширительные баки размещают над верхней точкой систем в чердачном помещении, в лестничной клетке или на кровле зданий и покрывают тепловой изоляцией. Их изготовляют цилиндрическими или прямоугольными из листовой стали и сверху снабжают люком для осмотра и окраски.

В корпусе бака имеется несколько патрубков (рис. III 25): патрубок *1* для присоединения расширительной трубы, по которой вода поступает в бак; патрубок *2* — для циркуляционной трубы, через которую частично отводится охладившаяся вода, создавая циркуляцию и обеспечивая определенный тепловой режим бака (в отапливаемом помещении бак соединяется с системой одной трубой, присоединяемой к патрубку *2*); патрубок *3* для контрольной (сигнальной) трубы $d_у=20$ мм и патрубок *4* для соединения бака с переливной трубой, сообщающейся с атмосферой у раковины для удаления воды в канализацию.

В насосной системе отопления расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к общей обратной магистрали (рис. III.26, где трубы помечены теми же индексами, как и патрубки на рис. III.25), как правило, вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса (см. главу IV) на некотором расстоянии одна от другой *l* (рис. III.26, *а*). Это расстояние в малоэтажных зданиях рекомендуется выдерживать не менее 2 м для создания разности давления в точках присоединения, достаточной для обеспечения надежной циркуляции воды через бак. В многоэтажных зданиях расстояние *l* может быть сокращено до минимального, конструктивно приемлемого, без заметного ущерба для циркуляции воды (изменение в пределах 1%), которая происходит прежде всего под влиянием гравитационного давления.

В зданиях повышенной этажности гравитационное давление, возникающее при охлаждении воды в соединительных трубах и в расширительным баке, настолько велико, что не только расстояние *l*, но и диаметры соединительных труб могут быть доведены до минимума. Расчетами установлено, что при обычном диаметре соединительных труб 25—32 мм расход воды через открытые баки достигает 350—500 кг/ч, вследствие чего возрастают бесполезные теплопотери[1]. Для сохранения надлежащего теплового режима расширительных баков емкостью до 4 м^3, устанавливаемых в неотапливаемом помещении в 10—16-этажных зданиях, достаточно проложить расширительную и циркуляционную трубы диаметром 20—15 мм. Расход воды через баки при этом снижается до 100—150 кг/ч и уменьшаются бесполезные теплопотери, причем не только из-за понижения температуры воды, но и вследствие уменьшения площади внешней поверхности труб.

Тепловая изоляция поверхности баков также уменьшает бесполезные потери тепла и использование ее экономически целесообразно, а для крупных баков необходимо также во избежание опасного понижения температуры воды в циркуляционной трубе. При распространенной установке неизолированных баков в утепленных боксах повышается стоимость монтажа и увеличиваются теплопотери (вследствие развития пло-

[1] Расчеты выполнены инж. Л. Н. Помазковой.

щади поверхности охлаждения), поэтому этот способ размещения баков не может быть рекомендован.

Контрольная труба *3* (рис. III.26, *а*) выводится к раковине в тепловом пункте и снабжается запорным краном. Вытекание воды при открытии крана должно свидетельствовать об уровне воды в баке, а следовательно, и в системе (он не должен быть ниже уровня, показанного на рис. III.25 штрих-пунктирной линией).

В малоэтажных зданиях короткая контрольная труба действительно сигнализирует о наличии или отсутствии воды в расширительном баке. В многоэтажных зданиях, особенно при удалении бака от теплового пункта, протяженная контрольная труба дает искаженную информацию о действительном уровне воды в системе: когда бак переполнен, контрольная труба может быть еще не заполнена водой или, наоборот, при опустошенном баке может сигнализировать о наличии в нем воды. Поэтому в многоэтажных зданиях вместо контрольной трубы устанавливают на расширительном баке два реле уровня, соединенных последовательно трубой *3'* (см. рис. III.25 и III.26, *б*) с баком и атмосферой. Реле нижнего уровня *5* сигнализирует (светом или звуком) о падении уровня воды в баке и включает подпиточную установку (клапан или насос), реле верхнего уровня *6* сигнализирует о заполнении бака и прекращает подпитку системы. Иногда на крупных баках устанавливают еще третье контрольное реле промежуточного (нормального) уровня только для световой сигнализации.

Полезный объем расширительного бака, ограниченный высотой $h_п$ (см. рис. III.25), должен соответствовать увеличению объема воды, *заполняющей систему отопления, при* ее *нагревании до* средней расчетной (предельной) температуры. Изменение объема воды при нагревании в небольшом температурном интервале выражается линейным уравнением:

$$V_t = V_0 (1 + \beta t). \qquad \text{(III.57)}$$

Отсюда увеличение объема воды в системе отопления составит:

$$\Delta V_с = \beta \Delta t V_с, \qquad \text{(III.58)}$$

где $V_с$ — общий внутренний объем арматуры, труб, отопительных приборов и теплообменника системы отопления или, что то же, объем воды в системе при начальной температуре;

Δt — изменение температуры воды от начальной до средней расчетной;

β — среднее значение коэффициента объемного расширения воды, возрастающее с увеличением температуры:

Температура воды, °С	5—10	10—20	20—40	40—60	60—80	80—90	90—100	100—110
$\beta \cdot 10^5$ (1/К)	5,3	15	30,2	45,8	58,7	70	76	80

Если принять за начальную температуру воды +5° С (при заполнении системы водопроводной водой), то при повышении средней температуры воды в системе до 80° С ее объем увеличится на 0,0287, до 90° — на 0,0356, до 100° — на 0,0433 и до 110° С — на 0,0513 первоначального объема.

Принимая увеличение объема воды в системе отопления с некото-

рым запасом, полезный объем расширительного бака можно определять по формулам:

$$\text{при } t_г < 100^\circ\,C \quad V_{пол} = 0{,}045\,V_с; \qquad (III.59а)$$

$$\text{при } t_г > 100^\circ\,C \quad V_{пол} = 0{,}06\,V_с. \qquad (III.59б)$$

Объем расширительного бака в значительной степени зависит от вида отопительных приборов.

В системе отопления с чугунными радиаторами объем воды получается наибольшим, при конвекторах, бетонных отопительных панелях и калориферах — наименьшим. В табл. III.9 приведены данные, характеризующие объем воды, приходящийся на 1160 Вт (1000 ккал/ч) тепловой мощности отопительных приборов.

Таблица III.9

Объем воды, л, на 1160 Вт (1000 ккал/ч) тепловой мощности отопительных приборов

Отопительный прибор	$t_г$<100° С	$t_г$>100° С
Радиатор чугунный типа М-140 . .	10	7,5
Панель стальная колончатая	8,25	6,2
Ребристая труба чугунная .	6,5	5
Панель бетонная змеевиковая . . .	2	1,5
Конвектор:		
без кожуха типа 20 КП	1,3	1
с кожухом	0,8	0,6
Калорифер пластинчатый	0,5	0,4

В однотрубных системах насосного водяного отопления с трубчатыми отопительными приборами емкость расширительных баков в 2—3 раза меньше емкости баков в двухтрубных системах с радиаторами. Это обусловлено уменьшением объема воды как в отопительных приборах, так и в трубах в связи с уменьшением их диаметра при увеличении скорости движения воды.

Закрытый расширительный бак с воздушной «подушкой» (или газовой, если используется азот или другой газ, отделенный от воды мембраной) герметичен и может обеспечить в широком диапазоне переменное давление в системе отопления. Когда избыток объема воды при повышении ее температуры поступает в бак, воздух (или газ), находящийся в нем, сжимается и давление в системе повышается. Если объем бака или воздуха в нем окажется слишком мал, давление в системе может превысить максимально допустимое, в связи с чем потребуется выпустить часть воды из системы через предохранительный клапан либо произойдет аварийная утечка воды через сальники, резьбовые соединения или образовавшиеся трещины.

Когда температура воды понижается, давление в высших точках системы может оказаться ниже минимально необходимого для предупреждения вскипания воды или подсоса воздуха из атмосферы. Следовательно, размеры закрытого расширительного бака строго обусловливаются возможным диапазоном изменения гидравлического давления в системе. Этот диапазон определяется в зависимости от объема и расчетной температуры воды, давления циркуляционного насоса и места его включения в трубы системы по отношению к теплообменнику и точке присоединения бака (см. главу IV).

Полезный объем закрытого расширительного бака может быть найден по формуле

$$V_{пол} = \frac{\Delta V_с}{\dfrac{p_а}{p_{мин}} - \dfrac{p_а}{p_{макс}}}, \qquad (III.60)$$

где $\Delta V_с$ — увеличение объема воды в системе при нагревании, определяемое по формуле (III.58);

$p_а$ — абсолютное давление в баке до первого поступления воды (обычно атмосферное давление);

$p_{мин}$ — абсолютное давление при первоначальном наполнении бака (минимально необходимое давление воды в баке);

$p_{макс}$ — абсолютное давление при заполнении бака водой (максимально допустимое давление воды в баке).

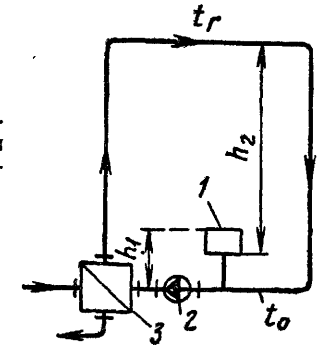


Рис. III.27. Присоединение закрытого расширительного бака *1* к обратной магистрали системы водяного отопления перед циркуляционным насосом *2* и теплообменником *3*

Минимально необходимое давление воды в закрытом расширительном баке равняется гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом для создания избыточного давления в верхней точке системы $p_{верх}$, которое позволит избежать подсоса воздуха из атмосферы и вскипания воды (особенно при $t_г > 100°$ С):

$$p_{мин} = p_а + p_2 + p_{верх}. \quad (III.61)$$

Максимально допустимое давление воды в баке при обычном присоединении его к обратной магистрали системы перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса (рис. III.27) принимается в зависимости от предельного рабочего давления для элементов системы отопления в низшей ее точке (обычно для такого теплообменника, как чугунный котел, или для его арматуры), уменьшенного на величину давления насоса и гидростатического давления от уровня воды в баке до низшей точки системы:

$$p_{макс} = p_а + p_{раб} - (\Delta p_{нас} + p_1). \quad (III.62)$$

Давления p_1 и p_2 пропорциональны вертикальным расстояниям h_1 и h_2 на рис. III.27.

Использование сжатого воздуха для повышения давления $p_а$ сверх атмосферного (для «зарядки» бака) позволяет уменьшить объем закрытого бака. Объем закрытого расширительного бака уменьшается также при переносе его в верхнюю часть здания и присоединении там к магистрали системы отопления.

Для создания демпфирующей «подушки» в закрытом расширительном баке вместо воздуха, растворяющегося в воде и вызывающего коррозию стали, может быть использован инертный в этом отношении газ (например, азот). Место присоединения закрытого расширительного бака к трубам выбирается с учетом сохранения его гидравлической связи с действующей частью системы при нормальном использовании клапа-

нов, задвижек и прочей запорной арматуры в другой отключаемой части системы отопления.

§ 36. ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБ

Трубы систем отопления могут вызвать заметное снижение потенциала теплоносителя до помещения, что связано с прокладкой их в неотапливаемых помещениях. Возможны также повышение уровня звукового давления и вибрации в самом помещении в результате действия циркуляционных и подпиточных насосов, а также связанные со скоростью движения теплоносителя в трубах.

Снижение температуры греющей воды, а также частичная потеря пара (при попутной его конденсации) вызываются теплопотерями, бесполезными с точки зрения обогревания помещений. При этом соответственно увеличиваются площадь нагревательной поверхности приборов в отапливаемых помещениях и расход топлива.

Экономически целесообразно покрывать трубы в неотапливаемых помещениях **тепловой изоляцией,** оптимальная толщина слоя которой определяется минимумом эксплуатационных расходов, связанных с наличием изоляции и бесполезных теплопотерь. Понятно, что экономия тепла достигается при увеличении стоимости тепловой изоляции. Практически толщина слоя изоляции определяется исходя из его сопротивления теплопроводности не менее 0,86 $К\cdot м^2/Вт$ ($1° С\cdot м^2\cdot ч/ккал$) для труб $d_у \leqslant 25$ мм и 1,22 $К\cdot м^2/Вт$ ($1{,}42° С\cdot м^2\cdot ч/ккал$) для труб $d_у > 25$ мм.

Качество тепловой изоляции оценивается ее коэффициентом полезного действия:

$$\eta_{из} = \frac{Q_{тр} - Q_{из}}{Q_{тр}}, \quad (III.63)$$

выражающим отношение количества тепла, сэкономленного при наложении изоляции ($Q_{тр}$—$Q_{из}$), к величине теплопотерь неизолированной трубой $Q_{тр}$. Теплопотери изолированной трубой $Q_{из}$ длиной l определяют по выражению

$$Q_{из} = \frac{\pi l (t_т - t_в)}{\frac{1}{\alpha_н d_{из}} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_{тр}}}, \quad (III.64)$$

где $d_{из}$ — наружный диаметр изоляции;
$d_{тр}$ — наружный диаметр трубы;
$\lambda_{из}$ — теплопроводность изоляции, зависящая от температуры теплоносителя $t_т$.

Остальные обозначения приведены на стр. 101 и 106 (см. формулы III.12; III.22).

В выражении (III.64) не учтены относительно малые сопротивления внутреннему теплообмену и теплопроводности стенки трубы.

В современных конструкциях тепловой изоляции при использовании материалов теплопроводностью до 0,1 $Вт/(м\cdot К)$ оптимальная толщина слоя обеспечивает к. п. д. изоляции, близкий к 0,8.

Тепловая изоляция труб применяется, кроме того, в местах, опасных в отношении замерзания воды в трубах малого диаметра (вблизи наружных дверей, ворот и других открываемых проемов), воспламенения и взрыва газов и пыли, ожогов людей, а также в искусственно охлажда-

емых помещениях. Толщина слоя изоляции в этих случаях определяется в зависимости от технологических требований.

Существуют следующие конструкции тепловой изоляции, различающиеся по способу монтажа:

а) мастичная, наносимая на трубу вручную;
б) набивная или засыпная под каркас из сетки или в канал;
в) оберточная из лент, жгутов и матов;
г) сборная из штучных колец, скорлуп и сегментов;
д) литая, наносимая на трубу механизированным способом.

Конструкции тепловой изоляции перечислены в порядке, соответствующем уменьшению затраты ручного труда при производстве изоляционных работ. Распространенные в настоящее время оберточная и сборная конструкции начинают вытесняться литой тепловой изоляцией (например, из пенобетона), заранее наносимой на трубы в заводских условиях.

При выборе конструкции изоляции предпочтение отдается теплоизоляционным материалам экономичным, надежным в эксплуатации, позволяющим сокращать затраты труда при монтаже.

Теплоизоляционная конструкция, помимо основного изоляционного слоя и крепежных элементов (если они необходимы), имеет покровно-защитный слой, придающий изоляции правильную форму и защищающий ее от внешних механических повреждений. Защитный слой может быть штукатурным и листовым (асбестоцементным, алюминиевым и т. п.).

При наличии нескольких изолированных труб в одном помещении на поверхности защитного слоя делают цветовые обозначения для каждой трубы.

Вибрация и шум действующих насосов могут передаваться по отопительным трубам в помещения, если не будут приняты меры по их изоляции. В отдельных помещениях и зданиях временного использования эти мероприятия излишни. В системах водяного отопления гражданских зданий прежде всего рекомендуется применять бесшумные бесфундаментные циркуляционные насосы. Однако в системах и водяного и парового отопления могут быть использованы также насосы общепромышленного назначения, вызывающие, как правило, вибрацию и шум.

Фундаменты таких насосов не связывают с конструкциями помещений и дополняют виброизолирующими амортизаторами. Каждый насос отделяют от отопительных магистралей двумя гибкими вставками из армированной резины (см. рис. IV.7). Гибкие виброизолирующие вставки длиной 900 мм состоят из внутреннего и наружного слоев резины и нескольких тканевых прокладок с проволочной спиралью между ними. Проволочная спираль, не влияя на продольную гибкость вставки, придает ей жесткость в радиальном направлении и позволяет противостоять внутреннему гидростатическому давлению.

Отопительные магистрали в местах прохода стены и перекрытия помещений снабжаются амортизирующими прокладками из резинового полотна или асбестового картона. Зазоры между трубами, прокладками и строительными конструкциями заделывают упругой мастикой.

Указанные мероприятия, а также балансировка рабочего колеса насоса, центровка осей насоса и электродвигателя, акустическая обработка стен и потолка значительно снижают уровень звукового давления в насосном помещении и препятствуют передаче вибрации и шума в окружающие помещения.

В тех случаях, когда вибрация и шум в здании недопустимы даже на низком уровне, насосное помещение устраивают за пределами здания или предусматривают систему отопления с естественной циркуляцией теплоносителя.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Отопительные приборы в СССР и за рубежом. М., изд. ВНИИ информации и экономики промышленности строительных материалов, 1970.

Туркин В. П. Отопление гражданских зданий. Челябинск, Южно-Уральское изд-во, 1974.

Козлов Н. А. Удаление воздуха из систем центрального водяного отопления. — «Отопление и вентиляция», 1936, № 7—8, с. 8—12.

Югенэн Р. Удаление воздуха и защита от шума и коррозии (пер. с фр. Ц—32501). М., ВЦП, 1974.

Пахомов П. А. Воздухоудаление из систем водяного отопления. Киев, Госстройиздат УССР, 1961.

Гусев В. М. Перемещение воздушных скоплений в системах водяного отопления. — В сб. трудов ЛИСИ № 66: Исследования в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Л., изд. ЛИСИ, 1971, с. 16—27.

Отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, справочное руководство (пер. с англ.). М., Госстройиздат, 1963, с. 112—115.

Глава IV
ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Вода широко используется как теплоноситель в системах отопления, что обусловлено ее преимуществами, подробно рассмотренными в главе I, а также развитием теплофикации, основанной на нагревании воды попутно с выработкой электрической энергии. Водяное отопление применяется почти повсеместно в гражданских зданиях и внедряется в промышленных зданиях.

Практика подтвердила гигиенические и технические достоинства водяного отопления. При водяном отоплении отмечаются относительно невысокая температура поверхности приборов и труб, равномерная температура помещений при качественно-количественном регулировании теплопередачи приборов, значительный срок службы, экономия топлива, бесшумность действия, простота обслуживания и ремонта.

Водяное отопление с искусственным побуждением циркуляции воды при помощи насоса — насосное водяное отопление — получило широкое распространение, а водяное отопление с естественной циркуляцией воды — гравитационное в настоящее время применяется сравнительно редко и при специальном обосновании. Это положение нашло свое отражение в дальнейшем изложении сведений о системах водяного отопления.

§ 37. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ВОДЯНОМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ

Принципиальная схема системы насосного водяного отопления при **местном** теплоснабжении от водогрейной котельной в отапливаемом здании дается на рис. IV.1, *а*.

Охлажденная вода нагревается в котле *2* от температуры $t_о$ до температуры $t_г$. Горячая вода с температурой t_1 распределяется по стоякам. Движение воды создается циркуляционным насосом *1*, включенным в общую обратную магистраль, куда собирается охлажденная вода из всех приборов. Расширительный бак *4* присоединяется к общей обратной магистрали. Первоначальное заполнение и пополнение системы вследствие утечки воды, аварии и ремонта производятся холодной водой из водопровода *5* через обратный клапан.

Принципиальная схема теплопроводов местной водогрейной котельной изображена на рис. IV.2 для случая, когда местным теплоснабжением обеспечиваются системы отопления (О), вентиляции и кондиционирования воздуха (В), а также горячего водоснабжения (Г В.) здания. В котле *1* нагревается вода для систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха по температурному графику качественного регулирования теплопередачи отопительных приборов. В котле *2* вода (первичная) нагревается до постоянной температуры, достаточной для последующего нагревания в теплообменнике *8* водопроводной (вторичной) воды от температуры $t_х$ до температуры $t_{г\,в}$. Котел *2* предназначен также для резервирования котла *1* (соединительная задвижка *7* обычно за-

крыта) Охлажденная вода из всех систем собирается в коллекторе *5* и направляется к циркуляционному насосу *3* Циркуляционный насос развивает давление, достаточное для преодоления сопротивления движению воды в циркуляционном кольце любой системы, например в кольце теплоснабжения системы горячего водоснабжения, показанном на рис. IV.2. В это кольцо включены последовательно котел *2*, регулирующий клапан *9*, теплообменник *8*, сборный коллектор *5* и грязевик *10*. Расшири-

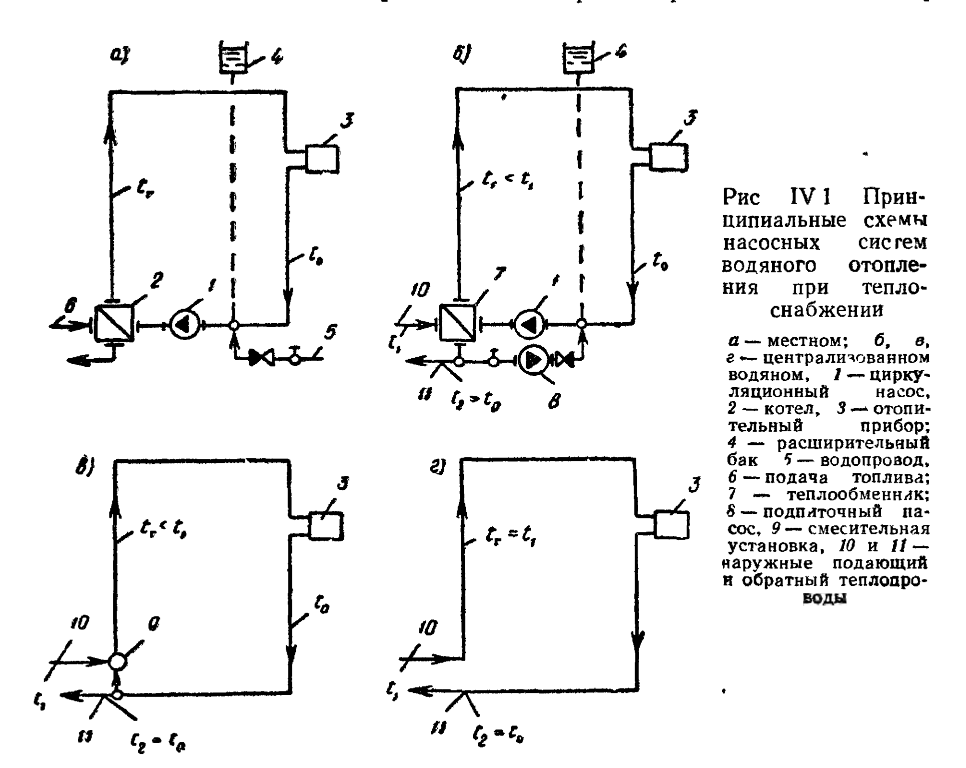


Рис IV 1 Принципиальные схемы насосных систем водяного отопления при теплоснабжении

а — местном; *б*, *в*, *г* — централизованном водяном, *1* — циркуляционный насос, *2* — котел, *3* — отопительный прибор; *4* — расширительный бак *5* — водопровод, *6* — подача топлива; *7* — теплообменник; *8* — подпиточный насос, *9* — смесительная установка, *10* и *11* — наружные подающий и обратный теплопроводы

тельный бак *6*, общий для всех теплоснабжаемых систем, присоединяется к общей обратной магистрали между сборным коллектором и циркуляционным насосом.

При централизованном водяном теплоснабжении (от тепловой станции или от ТЭЦ) применяют три основные схемы системы насосного водяного отопления (рис. IV.1, *б*, *в*, *г*).

Первая из схем системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении, называемая **независимой** (рис. IV.1, *б*), наиболее близка по своим элементам к схеме при местном теплоснабжении. Лишь котел *2* заменяется теплообменником *7* и заполнение системы производится деаэрированной водой при помощи подпиточного насоса *8*. В теплообменнике первичная вода из подающего теплопровода *10* нагревает через стенку вторичную — местную воду (не смешиваясь с ней) от температуры t_0 до температуры $t_г$, охлаждается от температуры t_1 до температуры t_2 (естественно, что $t_2 > t_0$) и удаляется в обратный теплопровод *11*.

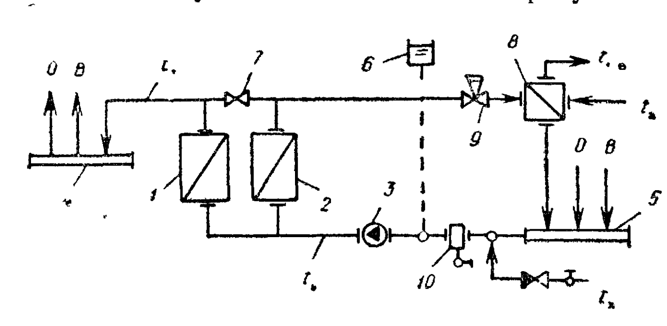
Независимая схема применяется для создания местного теплогидравлического режима в системе отопления при пониженной температуре

греющей воды ($t_г < t_1$). Ее преимуществом является также сохранение циркуляции с использованием теплоемкости воды при аварии в наружных теплопроводах. Однако система отопления по этой схеме наиболее сложна и дорога.

Вторая из схем системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении (рис. IV.1,*в*), называемая **зависимой** со смешением воды, применяется в том случае, когда в системе требуется

Рис. IV.2 Принципиальная схема теплопроводов местной водогрейной котельной

1 — котел теплоснабжения систем отопления и вентиляции; *2* — котел теплоснабжения системы горячего водоснабжения, *3* — циркуляционный насос; *4* и *5* — распределительный и сборный коллекторы; *6* — расширительный бак, *7* — задвижка (нормально закрыта), *8* — теплообменник системы горячего водоснабжения, *9* — регулирующий клапан; *10* — грязевик



$t_г < t_1$ и допускается гидростатическое давление, имеющееся в наружном обратном теплопроводе *11*. В этой схеме температура воды t_1 в подающем теплопроводе *10* понижается до температуры $t_г$ в смесительной установке *9*. Местная обратная вода с температурой t_0 смешивается с высокотемпературной при помощи смесительного насоса или водоструйного элеватора (см. ниже).

Преимуществами этой зависимой схемы являются простота конструкции и обслуживания, снижение стоимости системы отопления благодаря устранению таких элементов, как теплообменник, расширительный бак и подпиточный насос, функции которых выполняются централизованно на тепловой станции. При наличии смесительного насоса возможно местное качественно-количественное регулирование, а также сохранение циркуляции воды в системе отопления при прекращении ее в наружных теплопроводах. Недостаток второй схемы — возможность повышения гидростатического давления, непосредственно передающегося через обратный теплопровод в обратную магистраль системы отопления, до величины, опасной для целости отопительных приборов и арматуры.

Третья схема системы насосного водяного отопления при централизованном теплоснабжении (рис. IV.1,*г*) также **зависимая**, но **прямоточная**, без смешения воды используется в том случае, когда в системе допускаются высокотемпературная вода ($t_г = t_1$) и значительное гидростатическое давление. Эта система отопления наиболее простая по конструкции и в обслуживании и, кроме того, наиболее дешевая. Недостатками ее являются отсутствие местного качественного регулирования и зависимость теплового режима от «обезличенного» режима в наружных теплопроводах. Высота здания, в котором может применяться система отопления по третьей схеме, ограничивается необходимостью сохранения в системе достаточного гидростатического давления для предохранения от вскипания высокотемпературной воды.

Местный тепловой пункт для контроля действия и учета расхода тепла в системе отопления по третьей схеме приведен на рис. IV.3.

Расход воды и тепла в системе отопления регулируется клапаном *4* и проверяется по показаниям термометров *2* и тепломера *7*. Грязевик *6*

предохраняет тепломер от засорения. Гидростатическое и циркуляционное давление в системе проверяется по показаниям манометров *3* и поддерживается регулятором давления *8* типа «до себя» (т. е. до регулятора, если учитывать направление движения воды), который также запирает воду в системе, как и обратный клапан *5*, при опорожнении наружных теплопроводов.

При централизованном водяном теплоснабжении с применением любой из трех схем в системе отопления циркулирует деаэрированная вода (воздух почти целиком удаляется на тепловой станции). Это не только

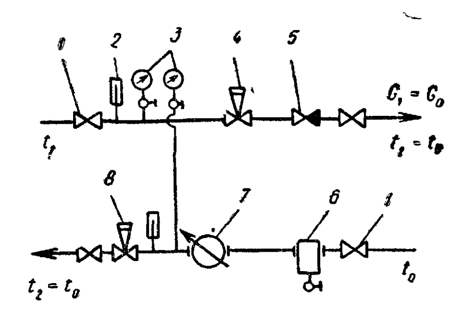


Рис. IV.3. Принципиальная схема местного теплового пункта системы отопления при $t_г = t_1$

1 — задвижка; *2* — термометр; *3* — манометр; *4* — регулятор расхода; *5* — обратный клапан, *6* — грязевик; *7* — тепломер; *8* — регулятор давления

упрощает организацию движения воздушных скоплений для удаления их из системы (фактически только в пусковой период после монтажа и ремонта), но и увеличивает срок службы ее элементов.

Общим для всех четырех схем, изображенных на рис. IV.1, является использование насоса для искусственного побуждения циркуляции воды в системе отопления. Побуждение циркуляции воды поначалу осуществлялось различными средствами, в том числе впуском пара в воду. Однако наиболее рациональным оказалось включение в систему отопления специального циркуляционного насоса.

В первых двух схемах (см. рис. IV.1, *а*, *б*) циркуляционный насос *1* включается непосредственно в теплопроводы системы отопления. В двух последних схемах (см. рис. IV.1, *в*, *г*) циркуляционный насос размещается на тепловой станции и развивает давление, достаточное для создания циркуляции воды как в наружных теплопроводах, так и в местной системе отопления.

Для насосной системы водяного отопления характерно многообразие применяемых конструктивных схем, значительный радиус действия, относительно большая скорость движения воды, а также своеобразное соединение ее с расширительным баком, если он имеется.

Большая скорость движения воды позволяет применять теплопроводы с минимальной площадью поперечного сечения (минимального диаметра) и использовать силу течения воды для перемещения и удаления воздушных скоплений из системы в атмосферу. В верхней подающей магистрали, как уже известно, осуществляется попутное движение воды и пузырьков свободного воздуха. В вертикальном однотрубном стояке при нижней разводке магистралей возможны не только унос и абсорбция, но и удаление свободного воздуха в атмосферу в основании стояка.

§ 38. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ НАСОС

Насос, действующий в замкнутом контуре системы отопления, воду не поднимает, а только ее перемещает, искусственно усиливая циркуляцию, и поэтому называется *циркуляционным*. В процессе заполнения или возмещения потери воды в системе отопления циркуляционный насос также не участвует; заполнение происходит под действием давления в наружных теплопроводах, в водопроводе или при помощи подпиточного насоса.

Бездействующий циркуляционный насос в отопительной системе затоплен водой и испытывает равное гидростатическое давление (если вода не нагревается) с двух сторон — со стороны входного (всасывающего) и выходного (нагнетательного) патрубков, соединенных с теплопроводами. Циркуляционный насос включается, как правило, в обратную магистраль системы отопления. Это обусловлено чисто технической причиной — при перемещении более холодной воды увеличивается срок службы подшипников, ротора и сальниковой набивки, через которую проходит вал насоса. С точки зрения создания искусственной циркуляции воды в замкнутом контуре местоположение циркуляционного насоса безразлично — в системе отопления он может быть включен и в подающую магистраль, где, кстати, обычно меньше гидростатическое давление.

Мощность циркуляционного насоса зависит от расхода и циркуляционного давления.

Расход насоса $G_н$, кг/ч и т/ч (или подача насоса $L_н$, м^3/ч), определяется количеством воды, перемещаемой насосом за определенный промежуток времени, отнесенным к этому промежутку (обычно к часу). Для циркуляционного насоса, включенного в общую магистраль, расход равен общему расходу воды в системе отопления:

$$G_н = G_с, \tag{IV.1}$$

где

$$G_с = \frac{3{,}6\,Q_с}{c\,(t_г - t_о)}\ (\text{кг/ч})\ \text{или}\ G_с = \frac{3{,}6\cdot 10^{-3}\,Q_с}{c\,(t_г - t_о)}\ (\text{т/ч}) \tag{IV.2}$$

[$G_с$ (т/ч) $\approx L_с$ (м^3/ч), так как плотность воды в системе отопления близка к 1000 кг/м^3 или 1 т/м^3];

$Q_с$ — тепловая мощность системы отопления, Вт (ккал/ч без множителя 3,6);

c — массовая теплоемкость воды, кДж/(кг·К) или ккал/(кг·°С);

$t_г$ и $t_о$ — расчетная температура горячей и обратной воды в системе отопления, К (°С).

Циркуляционное давление насоса $\Delta p_н$. Удельная энергия, сообщаемая насосом воде, равняется разности полного гидравлического давления при выходе из нагнетательного и при входе во всасывающий патрубок насоса:

$$\Delta p_н = p_н - p_в + \frac{\rho}{2}\left(w_н^2 - w_в^2\right) + \rho g\left(h_н - h_в\right), \tag{IV.3}$$

где $p_н$, $p_в$ — гидростатическое давление;

$w_н$, $w_в$ — скорость движения потока воды, м/с;

$h_н$, $h_в$ — высота положения оси или сечения потока воды над плоскостью сравнения, м;

ρ — плотность воды, кг/м^3 (кг·с^2/м^4);

g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Индексы «н» и «в» относятся соответственно к нагнетательному и всасывающему патрубкам насоса.

Для горизонтального насоса при $w_н = w_в$

$$\Delta p_н = p_н - p_в, \qquad (IV.3а)$$

т. е $\Delta p_н$ равняется разности гидростатического давления в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

Удельную энергию. связанную с подъемом воды водопроводным насосом, называют *напором насоса* и выражают в метрах водяного столба (м вод. ст.).

Удельную энергию, сообщаемую воде отопительным насосом, связанную с преодолением сопротивления движению воды в замкнутом контуре системы отопления, называют *циркуляционным давлением насоса* и выражают в Н/м^2 или Па — Паскалях (кгс/м^2).

Величина циркуляционного давления отопительного насоса определяется сопротивлением движению воды. Так как в системе отопления насосная циркуляция (вынужденное движение воды) накладывается на гравитационную (свободное движение), то циркуляционное давление насоса $\Delta p_н$ меньше сопротивления движению воды в системе $\Delta p_с$ на величину естественно возникающего циркуляционного давления $\Delta p_е$:

$$\Delta p_н = \Delta p_с - \Delta p_е. \qquad (IV.4)$$

Все же основной величиной, определяющей значение $\Delta p_н$, остается $\Delta p_с$. Сопротивление движению воды в системе отопления (или так называемая потеря давления в системе) пропорционально скорости движения воды в теплопроводах. Скорость движения минимальна при естественной циркуляции воды. В насосной системе вынужденная скорость движения воды значительно больше, однако для теплопроводов по технико-экономическим соображениям устанавливается верхний предел скорости.

Одно из технических условий действия системы отопления, в данном случае водяного, — акустическое требование бесшумности протекания воды. Такое требование ограничивает скорость движения воды в теплопроводах систем отопления гражданских и некоторых промышленных зданий. Допустимы следующие значения скорости движения воды в трубах систем отопления:

для гражданских зданий	1,2-1,5 м/с
» промышленных »	до 3 м/с

В отечественной и зарубежной литературе указывается о возможности повышения предела скорости движения воды в гражданских зданиях до 1,8—2 м/с.

Верхний предел скорости движения воды может быть также установлен путем проведения экономического расчета, и в этом случае, если акустическое ограничение не учитывается, возможно отклонение от указанных значений скорости.

За основу экономического расчета берется положение — годовые расходы по эксплуатации системы отопления должны быть минимальными. С увеличением скорости движения воды уменьшается диаметр труб, вследствие чего сокращаются, с одной стороны, капитальные вложения и, следовательно, затраты на текущий и капитальный ремонт, а также отчисления на восстановление капитальных вложений и увеличиваются, с другой стороны, сопротивление системы и затраты на расходуемую насосом электроэнергию. В результате такого экономического расчета вы-

бирают оптимальные значения скорости и сопротивления движению воды в системе отопления.

На практике для определения $\Delta p_н$ часто используют, не проводя экономического расчета, соотношение, рекомендованное в свое время проф. В. М. Чаплиным:

$$\Delta p_н = 10^2 \Sigma l \text{ Па } (10 \Sigma l \text{ кгс/м}^2), \qquad (IV.5)$$

в котором принимается средняя потеря давления 100 Па (10 кгс/м²) на 1 м длины наиболее протяженного циркуляционного кольца системы (длина кольца Σl м).

Выбор давления насоса по выражению (IV.5) предопределяет уменьшение скорости движения воды в теплопроводах в несколько раз против указанных предельных значений, в связи с чем не только увеличивается металлоемкость, но и возникают отрицательные явления при действии системы отопления — нарушается гидравлический режим и снижается тепловая надежность.

Снижение тепловой надежности обусловлено возрастанием влияния такого переменного фактора, как естественное циркуляционное давление на количество воды, протекающей через отопительные приборы. Поэтому вообще для обеспечения расчетного гидравлического режима при действии системы следует стремиться к увеличению циркуляционного давления насоса.

Вместе с тем нужно отметить, что скорость движения воды в магистралях двухтрубной системы отопления малоэтажных зданий должна быть ограничена по следующей причине: при высокой скорости эжектирующее действие основной струи в фасонных частях может нарушить циркуляцию воды в отдельных малонагруженных стояках системы.

На практике встречается вынужденное ограничение насосного циркуляционного давления (и скорости движения воды) при использовании зависимых схем отопления, изображенных на рис. IV.1, *в*, *г*, особенно при незначительной разности давления в наружных подающем и обратном теплопроводах в точке ввода их в конкретное здание.

В системе отопления, схема которой показана на рис. IV.1, *а*, также возможно ограничение циркуляционного давления насоса в том случае, если в перспективе предполагается ликвидация котельной и зависимое присоединение системы отопления к наружным теплопроводам. При этом учитывается, что в процессе проектирования наружных теплопроводов для будущего присоединения отдельных зданий по зависимой схеме принимается минимальная разность давления в них на уровне, не превышающем $12 \cdot 10^4$ Па ($12 \cdot 10^3$ кгс/м²).

В системе отопления используется специальный отопительный циркуляционный насос, перемещающий значительное количество воды и развивающий при этом относительно небольшое давление. Это — горизонтальный лопастной насос центробежного, осевого или диагонального типа, бесшумный в действии, непосредственно соединенный с электродвигателем, закрепляемый на трубе без фундамента. Например, диагональный отопительный насос, представленный на рис. IV.4, предназначен для перемещения до 22 т/ч воды при циркуляционном давлении всего (10—25) 10^3 Па или (1—2,5) 10^3 кгс/м².

Каждый тип насоса обладает собственной, только ему присущей характеристикой, получаемой в процессе стендовых испытаний опытного образца при определенной частоте вращения электродвигателя. Характеристика выражает зависимость между расходом насоса и соответст-

венно циркуляционным давлением $G_н$—$\Delta p_н$, коэффициентом полезного действия (к. п. д.) $G_н$—$\eta_н$, мощностью насоса $G_н$—$N_н$.

По характеристике насоса, пример которой дается на рис. IV.5, можно отметить для всех типов отопительных насосов постепенное уменьшение циркуляционного давления и увеличение мощности по мере возрастания расхода, а также получение максимального значения к. п. д. при определенном расходе насоса (точка *Б*). Часть кривой $G_н$—$\Delta p_н$, соответствующая высоким значениям к. п. д., отмеченная на рис. IV.5 жирной линией *1*, носит название *рабочего отрезка характеристики насоса.*

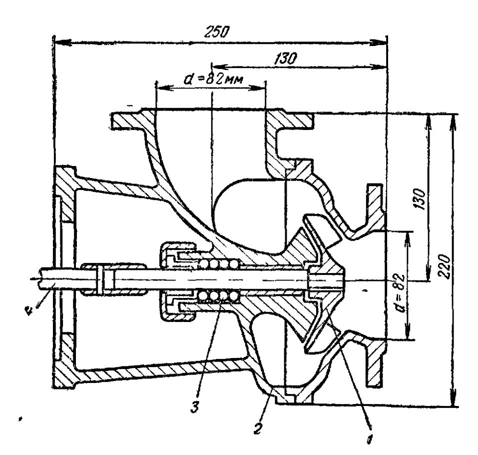


Рис. IV.4. Диагональный отопительный насос

1 — рабочее колесо; *2* — корпус; *3* — сальниковое уплотнение; *4* — вал электродвигателя

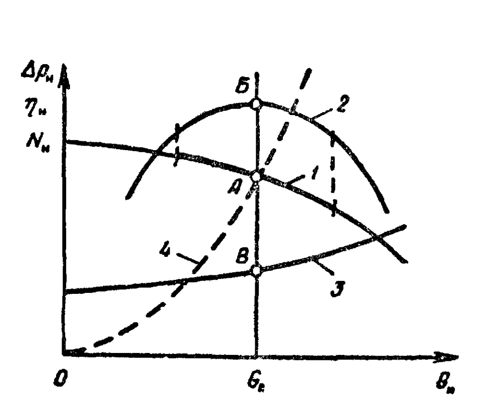


Рис. IV.5. Характеристики отопительного насоса

1 — давления, *2* — к. п. д., *3* — мощности; *4* — характеристика системы отопления

Для обеспечения расчетных параметров, бесшумности и экономии электроэнергии при действии насоса рекомендуется при его выборе ориентироваться на одну из точек в пределах рабочего отрезка характеристики. Все такие точки также называются *рабочими*.

Рабочая точка *А* на рис. IV.5 представляет собой точку пересечения рабочего отрезка характеристики насоса $G_н$—$\Delta p_н$ с характеристикой *4* системы отопления $G_с$—$\Delta p_с$, выражаемой кривой второго порядка (пунктирная линия). Насос при расходе $G_н = G_с$ создает в рабочей точке *А* определенное циркуляционное давление $\Delta p_н$, действует с максимальным к. п. д. $\eta_н$ (точка *Б*) и обладает мощностью $N_н$ (точка *В*). На рисунке изображен идеальный случай, когда отопительный насос не только действует с максимальным к. п. д. $\eta_н$, но и создает циркуляционное давление $\Delta p_н = \Delta p_с$ (без учета гравитационного давления в системе отопления).

При отсутствии отопительных насосов для создания циркуляции в системе отопления используют высоконапорные центробежные насосы общепромышленного назначения. Высоконапорный насос уступает отопительному насосу по ряду монтажных и эксплуатационных показателей: его необходимо устанавливать на фундамент, снабжать электроэнергией от силового кабеля, а не от осветительной сети, при его действии создаются излишний шум и вибрация труб и строительных конструкций, требуется обводная труба для сохранения циркуляции воды при остановке.

Центробежный насос общепромышленного назначения, создающий избыточное для системы отопления давление, по расходу приводится к расходу воды в системе путем погашения излишка его давления.

На рис. IV.6 показан такой случай применения в системе отопления центробежного насоса, создающего давление $\Delta p_н > \Delta p_с$. Характеристика системы, проведенная через точку *Б* с известными координатами $G_с$ и $\Delta p_с$ (кривая *2*), пересекает характеристику насоса *1* в рабочей точке *В*. Этой точке, общей для насоса и системы отопления, соответствуют увеличенные расход $G_н = G'_с$ ($> G_с$) и циркуляционное давление $\Delta p_н =$

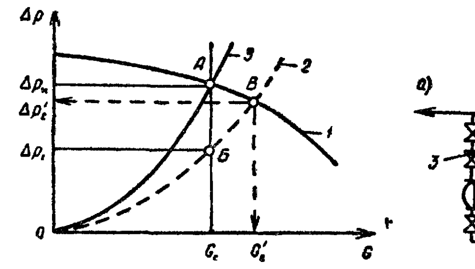


Рис. IV.6. Выбор циркуляционного насоса при $\Delta p_н > \Delta p_с$

1 — характеристика давления, развиваемого насосом; *2* и *3* — характеристики системы отопления до и после регулирования

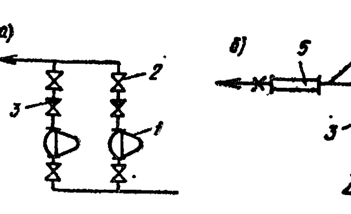


Рис. IV.7. Схемы присоединения теплопроводов к циркуляционным насосам

а — отопительным; *б* — общепромышленным высоконапорным; *1* — насос; *2* — задвижка; *3* — обратный клапан; *4* — обводная труба с задвижкой (нормально закрыта); *5* — виброизолирующая вставка; *6* — неподвижная опора

$= p'_с$ ($> \Delta p_с$). Значительное увеличение расхода воды в системе отопления против расчетного нежелательно, так как при этом, помимо возрастания расхода электроэнергии, возникает тепловое разрегулирование системы. Поэтому путем введения дополнительного сопротивления, выраженного на рисунке ординатой *А—Б* (в виде, например, диафрагмы или трубы уменьшенного диаметра), характеристику системы отопления можно изменить таким образом, что получится новая рабочая точка *А* (в месте пересечения новой характеристики системы *3* с характеристикой насоса *1*). В точке *А* расход насоса равен расчетному расходу воды в системе отопления ($G_н = G_с$), а давление насоса $\Delta p_н$ соответствует сопротивлению движению воды в системе после регулирования.

В теплопроводы системы отопления включают два одинаковых циркуляционных насоса, действующих попеременно: при работе одного из них второй находится в резерве (резервный отопительный насос может находиться на складе). Присоединение теплопроводов к циркуляционным насосам различно для отопительных (рис. IV.7, *а*) и для общепромышленных высоконапорных насосов (рис. IV.7, *б*). Во втором случае на рисунке показано дополнительное оборудование — обводная труба *4* с задвижкой, нормально закрытой, виброизолирующие вставки *5* (резиновые длиной 900 мм, армированные спиральной проволокой), неподвижные опоры *6*, препятствующие осевому растяжению резиновых вставок; фундамент насосов также снабжается виброизолирующими вставками.

Задвижки *2* до и после обоих насосов (действующего и бездействующего) постоянно открыты, особенно если предусматривается автоматическое переключение насосов (например, после непрерывного суточного действия); обратный клапан *3* препятствует циркуляции воды через

бездействующий насос (предотвращает, как говорят, работу насоса «на себя»).

Мощность насоса пропорциональна произведению секундного расхода (подачи) на давление. Мощность электродвигателя, Вт, определяется с учетом коэффициентов полезного действия насоса $\eta_н$ и необходимого запаса k по формуле (в единицах системы СИ):

$$N_э = \frac{k\,L_н\,\Delta p_н}{3600\,\eta_н}, \qquad (IV.6)$$

где подача $L_н$, м³/ч, и давление насоса $\Delta p_н$, Па (Н/м²).

В технической системе единиц мощность электродвигателя, кВт

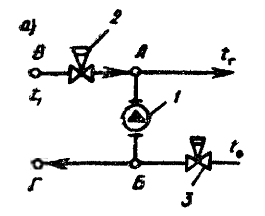
$$N_э = \frac{kL_н\,\Delta p_н}{3600 \cdot 102\,\eta_н} \qquad (IV.6а)$$

при давлении $\Delta p_н$, кгс/м².

Коэффициент запаса k, учитывающий пусковой момент, получает наибольшее значение (до 1,5) при минимальной мощности электродвигателя.

§ 39. СМЕСИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Смесительная установка (смесительный насос или водоструйный элеватор) применяется в местной системе отопления для понижения температуры воды в наружном подающем теплопроводе до температуры, допустимой в системе, $t_г$. Понижение температуры происходит при смешении высокотемпературной воды t_1 с обратной (охлажденной) водой $t_о$ местной системы отопления (см. рис. IV 1, *в*).



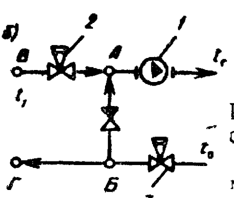


Рис. IV 8 Принципиальная схема смесительной установки с насосом

а — на перемычке; *б* — на подающей магистрали; *1* — смесительный насос, *2* — регулятор температуры, *3* — регулятор расхода воды в системе отопления

Смесительная установка используется не только для понижения температуры, но и для местного регулирования теплопередачи отопительных приборов, дополняющего центральное регулирование на тепловой станции.

Смесительный насос *1* можно устанавливать на перемычке *Б—А* между обратной и подающей магистралями (рис. IV.8, *а*) и на обратной или подающей магистрали (рис. IV.8 *б*) местной системы отопления.

Смесительный насос на перемычке действует в более благоприятных температурных условиях (при температуре $t_о$) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на обратной или подающей магистрали·

$$G_н = G_о, \text{ где } G_о = G_с - G_1. \qquad (IV.7)$$

Количество высокотемпературной воды G_1, кг/ч, при тепловой мощности системы отопления Q_c, Вт, определяется по формуле, подобной выражению (IV.2):

$$G_1 = \frac{3,6\, Q_c}{c\,(t_1 - t_o)}. \tag{IV.8}$$

Высокотемпературная вода подается в точку смешения *А* (рис. IV.8, *а*) под давлением в точке *В* наружного теплопровода, созданным центральным циркуляционным насосом на тепловой станции.

Поток охлажденной воды, возвращающейся из местной системы отопления, делится в точке *Б* на два: первый в количестве G_0 направляется ко всасывающему патрубку смесительного насоса, второй в количестве G_1 — в наружный обратный теплопровод.

Смесительный насос подает в точку смешения *А* воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку *А* поступают два потока воды при равном давлении в результате действия двух различных насосов — центрального и местного, включенных параллельно.

Отношение двух потоков воды

$$u = \frac{G_o}{G_1} \tag{IV.9}$$

носит название *коэффициента смешения*. Коэффициент смешения может быть выражен через температуру воды с использованием формул (IV 2) и (IV.8):

$$u = \frac{G_o}{G_1} = \frac{G_c - G_1}{G_1} = \frac{G_c}{G_1} - 1 = \frac{t_1 - t_o}{t_г - t_o} - 1 = \frac{t_1 - t_г}{t_г - t_o}. \tag{IV.10}$$

Для водо-водяной смесительной установки коэффициент смешения редко бывает больше трех. Например, при температуре воды $t_1 = 150°$, $t_г = 95°$ и $t_0 = 70°$ С $u = (150—95):(95—70) = 2,2$. Это означает, что на каждую единицу высокотемпературной воды при смешении должно приходиться 2,2 единицы охлажденной.

Давление, развиваемое смесительным насосом на перемычке, ограничено: оно не может быть больше разности давления в точках *В* и *Г* наружных теплопроводов (иначе не будет обеспечено смешение в точке *А*). Это условие, в свою очередь, ограничивает (в этом недостаток установки смесительного насоса на перемычке) величину циркуляционного давления для местной системы отопления.

Смесительный насос на обратной или подающей магистрали (см. рис. IV.8, *б*) перемещает всю воду, циркулирующую в системе [$G_н = G_c$ по выражению (IV.1)], при температуре t_o или $t_г$. Несмотря на эти недостатки — увеличение расхода и температуры воды (в подающей магистрали), — включение смесительного насоса в главную магистраль местной системы позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давления в наружных теплопроводах. В этом существенное преимущество такой схемы смесительной установки.

Условия смешения двух количеств воды G_1 и G_0 аналогичны рассмотренным для насоса на перемычке. В точку *А* поступают два потока воды при равном давлении также в результате действия двух насосов — центрального и местного — с той лишь разницей, что насосы включаются последовательно.

На рис. IV.8 показаны также регуляторы температуры *2* и расхода воды *3* для местного качественно-количественного регулирования этих параметров в течение отопительного сезона. Смесительных насосов, как и циркуляционных, устанавливают два с параллельным включением в теплопровод (см. рис. IV.7); действует всегда один из насосов при другом резервном и сменном.

Смешение воды может осуществляться и без местного насоса; в этом случае смесительная установка оборудуется водоструйным элеватором.

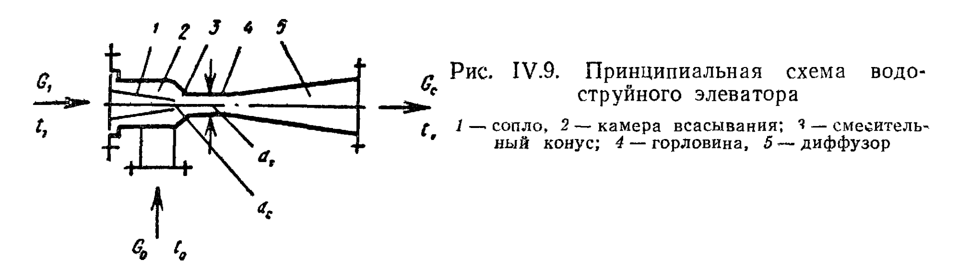


Рис. IV.9. Принципиальная схема водоструйного элеватора

1 — сопло, *2* — камера всасывания; *3* — смесительный конус; *4* — горловина, *5* — диффузор

Водоструйный элеватор получил распространение как дешевый, простой и нетребовательный в эксплуатации аппарат. Благодаря своей конструкции он подсасывает охлажденную воду для смешения с высокотемпературной водой и частично передает давление, создаваемое центральным насосом на тепловой станции, в местную систему отопления для усиления циркуляции воды.

Водоструйный элеватор (рис. IV.9) состоит из конусообразного сопла *1*, через которое со значительной скоростью вытекает высокотемпературная вода с температурой t_1 в количестве G_1; камеры всасывания *2*, куда поступает охлажденная вода с температурой $t_о$ в количестве $G_о$; смесительного конуса *3* и горловины *4*, где происходит смешение воды, и диффузора *5*.

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы отопления в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды, двигаясь с меньшей, чем в отверстии сопла, но еще с высокой скоростью, обладает значительным запасом кинетической энергии. В диффузоре при постепенном увеличении площади его поперечного сечения кинетическая энергия преобразуется в потенциальную: по его длине гидродинамическое давление падает, а гидростатическое — нарастает. За счет разности гидростатического давления в конце диффузора и в камере всасывания элеватора создается давление для циркуляции воды в системе отопления.

Одним из недостатков водоструйного элеватора является его низкий коэффициент полезного действия (к. п. д.), который зависит от коэффициента смешения. Достигая наивысшего значения при малом коэффициенте смешения и особой форме камеры всасывания, к. п. д. стандартного элеватора практически при высокотемпературной воде не превышает 10%. Следовательно, в этом случае циркуляционное давление на вводе наружных теплопроводов в здание должно не менее чем в 10 раз превышать насосное циркуляционное давление $\Delta p_н$ для местной системы отопления. Это условие настолько ограничивает $\Delta p_н$, передаваемое через водоструйный элеватор в систему из наружной тепловой сети, что, помимо выражения (IV.5), при использовании элеваторной смеситель-

ной установки и $t_г \leqslant 95°$ С часто устанавливается верхний предел циркуляционного давления

$$\Delta p_н = 1{,}2 \cdot 10^4 \text{ Па } (1{,}2 \cdot 10^3 \text{ кгс/м}^2). \qquad (IV.11)$$

Другим недостатком водоструйного элеватора является постоянство коэффициента смешения, исключающее местное качественное регулирование теплопередачи отопительных приборов. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между G_0 и G_1 температура $t_г$, с которой вода поступает в местную систему отопления, определяется уровнем температуры t_1, поддерживаемым на тепловой станции для системы теплоснабжения в целом, который может не соответствовать теплопотребности конкретного здания.

Водоструйные элеваторы различаются по диаметру горловины $d_г$. Для использования одного и того же корпуса элеватора при различных давлении и расходе воды сопло *1* (см. рис. IV.9) делается сменным. Устанавливая сопло с различным диаметром отверстия, можно изменять общее количество воды $G_с$, поступающей из элеватора в систему отопления, при неизменном коэффициенте смешения.

Диаметр горловины, мм, водоструйного элеватора вычисляется по формуле

$$d_г = 8{,}74 \frac{G_с^{0,5}}{\Delta p_н^{0,25}}, \qquad (IV.12)$$

где $G_с$ — расход воды в системе отопления, т/ч, определяемый по формуле (IV.2);

$\Delta p_н$ — насосное давление, передаваемое через элеватор в систему отопления (при подставке в формулу выражается в м вод. ст.).

После выбора стандартного элеватора, имеющего диаметр горловины, ближайший к полученному по расчету, определяется диаметр сопла по следующей приближенной зависимости:

$$d_с = \frac{d_г}{1 + u}, \qquad (IV.13)$$

где u — коэффициент смешения по выражению (IV.10).

При известном диаметре сопла находится разность давления в наружных теплопроводах на вводе в здание, выраженная в м вод. ст.:

$$\Delta p_1 = 0{,}64 \frac{G_1^2}{d_с^4}, \qquad (IV.14)$$

где G_1 — расход высокотемпературной воды, т/ч, определяемый по формуле (IV.8);

$d_с$ — диаметр сопла, см.

Из последней формулы видно, что вслед за изменением по какой-либо причине Δp_1 в наружной тепловой сети изменяется и G_1, а также $G_с$, связанный с G_1 через коэффициент смешения элеватора [из выражения (IV.10)]:

$$G_с = (1 + u) G_1. \qquad (IV.15)$$

Как известно, изменение давления и расхода в процессе эксплуатации, не предусмотренное расчетом, вызывает тепловое разрегулирова-

ние системы отопления. Это нежелательное явление, возникающее в системе отопления, непосредственно соединенной с разветвленной сетью наружных теплопроводов (см. рис. IV.1, *г*), возможно и в системе с водоструйным элеватором.

Для устранения теплового разрегулирования системы отопления перед водоструйным элеватором *9*, изображенным в схеме на рис. IV.10, устанавливают регулятор расхода *4*. На этом же рисунке показаны основные контрольно-измерительные и другие приборы, характерные для местного теплового пункта здания, имеющего системы приточной вен-

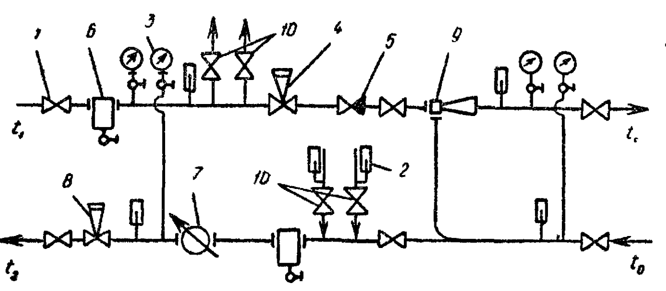


Рис. IV.10. Принципиальная схема местного теплового пункта системы отопления с водоструйным элеватором и ответвлениями к системам вентиляции и кондиционирования воздуха

1 — задвижка, *2* — термометр; *3* — манометр, *4* — регулятор расхода; *5* — обратный клапан; *6* — грязевик; *7* — тепломер; *8* — регулятор давления; *9* — водоструйный элеватор; *10* — ответвления

тиляции и кондиционирования воздуха. Для теплоснабжения этих систем используется высокотемпературная вода, отводимая (поз. *10* на рис. IV.10) до водоструйного элеватора.

Учитывая отмеченные недостатки водоструйного элеватора, предпочтительно использование насосной смесительной установки. Некоторое увеличение капитальных и эксплуатационных затрат, обусловленное применением смесительного насоса в системе отопления здания, компенсируется повышением теплового комфорта помещений и экономией топлива, расходуемого на отопление.

§ 40. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлическое давление в каждой точке замкнутого контура системы отопления в течение отопительного периода подвержено непрерывному изменению. Давление изменяется вследствие непостоянства плотности воды и циркуляционного давления, которое обусловлено качественно-количественным регулированием, т. е. изменением температуры и расхода воды при эксплуатации системы отопления.

Итак, в системе отопления наблюдается динамический процесс изменения гидравлического давления. Исходное значение давления соответствует гидростатическому давлению в каждой точке при покое воды. Наибольшее изменение давления происходит при циркуляции максимального количества воды с температурой, достигающей предельного значения при расчетной температуре наружного воздуха. Рассматривая и сравнивая крайние значения при этих двух гидравлических режимах, можно судить о динамике давления в каждой точке при действии системы отопления в течение отопительного периода.

Анализ динамики гидравлического давления делается с целью выявления в системе отопления мест с чрезмерно низким или высоким давлением, вызывающим нарушение циркуляции воды или разрушение отдельных элементов. На основе такого анализа намечаются мероприятия, обеспечивающие нормальное действие системы отопления.

Для установившегося движения потока воды — капельной несжимаемой жидкости — уравнение Бернулли имеет вид:

$$\rho \frac{w^2}{2} + \rho g h + p = \text{const}, \qquad \text{(IV.16)}$$

где ρ — плотность воды, кг/м³;
g — ускорение свободного падения, м/с²;
h — высота положения оси или сечения потока воды над плоскостью сравнения, м;
p — давление в потоке воды, Па;
w — средняя скорость движения потока воды, м/с.

По уравнению Бернулли, представляющему собой частный случай записи общего закона сохранения материи в природе, полная энергия потока состоит из кинетической и потенциальной энергии.

Кинетическая энергия движения потока воды измеряется гидродинамическим давлением.

При скорости движения воды в теплопроводах насосной системы отопления 1,5 м/с гидродинамическое давление составляет:

$$\rho \frac{w^2}{2} = 970 \frac{1{,}5^2}{2} = 1090 \text{ Па } (111 \text{ кгс/м}^2).$$

Потенциальная энергия потока воды складывается из энергии положения потока и энергии давления в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения измеряется высотой положения сечения потока над плоскостью сравнения, энергия давления — пьезометрической высотой, на которую может подняться вода над рассматриваемым сечением. В замкнутой системе отопления проявляется энергия давления, рассматриваемая как гидростатическое давление, вызывающее циркуляцию воды.

Гидростатическое давление в вертикальной трубе при изменении положения потока только на 1 м возрастает или убывает на величину

$$\rho g h = 970 \cdot 9{,}81 \cdot 1 \approx 9500 \text{ Па } (970 \text{ кгс/м}^2).$$

Очевидно, что изменение гидростатического давления по высоте системы отопления даже одноэтажного здания более чем на целый порядок превышает максимальное значение гидродинамического давления. Поэтому в дальнейшем для характеристики изменения гидравлического давления в системе отопления будем учитывать изменение только гидростатического давления, приближенно считая его равным полному.

Рассмотрение динамики давления проведем в системе водяного отопления с естественной и искусственной циркуляцией воды как при наличии расширительного бака (см. рис. IV.1, *а, б*), так и без расширительного бака (см. рис. IV.1, *в, г*).

1. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ БАКОМ

На поверхность воды в открытом расширительном баке действует давление, равное атмосферному. Примем свободную поверхность воды в баке за плоскость отсчета для определения избыточного гидростатического давления и будем считать уровень, на котором находится вода в баке, неизменным при определенных объеме и температуре воды в си-

стеме отопления. Тогда в толще воды в каждой точке системы отопления можно определить избыточное гидростатическое давление в зависимости от высоты столба воды, расположенного над рассматриваемой точкой (в связи с изменением положения точки).

В вертикальной системе отопления (ее замкнутый контур изображается двойными линиями на рис. IV.11) с ненагреваемой водой при бездействии насоса, т. е. с водой равномерной плотности, находящейся в покое, избыточное гидростатическое давление в теплопроводах одинаково на любом рассматриваемом уровне (например, на уровне *I—I* оно равно $\rho g h_i$, где h_i — высота столба воды или глубина погружения под уровень

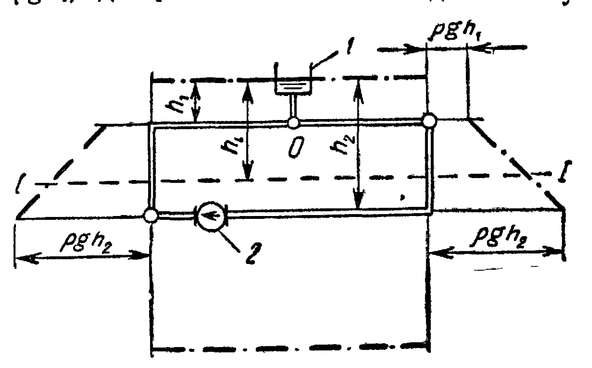


Рис. IV.11. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с ненагреваемой водой, находящейся в покое

1 — расширительный бак; *2* — циркуляционный насос (бездействует)

воды в расширительном баке *1*). Наименьшее гидростатическое давление $\rho g h_1$ действует в верхней магистрали, наибольшее $\rho g h_2$ — в нижней, причем бездействующий насос *2* испытывает, как уже отмечалось, равное давление со стороны как всасывающего, так и нагнетательного патрубка.

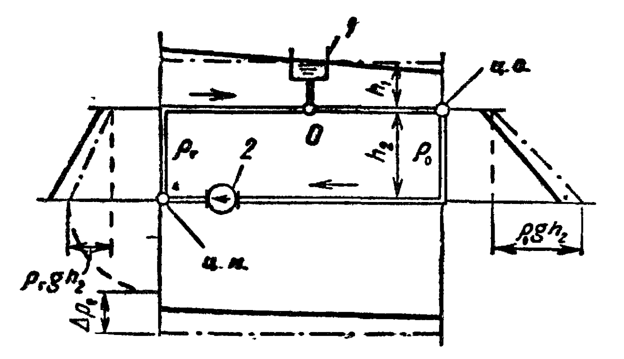


Рис. IV.12. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса

1 — расширительный бак; *2* — циркуляционный насос

Величину избыточного гидростатического давления в трубах системы отопления нанесем на рис. IV.11 штрихпунктирными линиями в прямой зависимости от высоты столба воды h и для ясности изображения отложим давление в верхней магистрали над нею, в нижней — под нею, а в вертикальных трубах — слева и справа от них. Показанные на рисунке штрихпунктирные линии называются *пьезометрическими*, а их совокупность — *эпюрой гидростатического давления*, в данном случае в статическом режиме.

В системе отопления при циркуляции с постоянной скоростью движения воды — вязкой жидкости — энергия давления изменяется по длине теплопроводов. Вязкость и деформации потока обусловливают сопротивление движению воды. Они вызывают потерю части энергии дав-

ления, имеющейся в движущемся потоке, переходящей в результате трения (линейная потеря) и вихреобразования (местная потеря) в тепло.

Следовательно, в горизонтальной трубе гидростатическое давление уменьшается в направлении движения воды.

В вертикальной трубе при движении воды снизу вверх гидростатическое давление значительно убывает не только из-за линейной и местной потери давления, но и вследствие уменьшения высоты столба воды. В вертикальной трубе при движении воды сверху вниз гидростатическое давление возрастает по мере увеличения высоты столба воды, несмотря на попутную потерю давления. Гидростатическое давление в трубе с восходящим потоком изменяется интенсивнее, чем в трубе с нисходящим потоком.

Рассмотрим изменение гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса — фактически в **гравитационной** системе отопления. Представим, что вода в системе отопления, нагреваемая в одной точке (ц. н. — центр нагревания на рис. IV.12), охлаждается в другой (ц. о. — центр охлаждения). При этом плотность воды в левом стояке составит $\rho_г$, в правом — $\rho_о$. В системе отопления при неравномерном распределении плотности воды должно возникнуть свободное движение — естественная циркуляция воды.

Для определения гидростатического давления предположим, что вода в системе на какое-то мгновение неподвижна. Тогда максимальное гидростатическое давление в нижней точке правого стояка с охлажденной водой будет (см. рис. IV.12):

$$g\,(\rho_г h_1 + \rho_о h_2), \qquad \text{(IV.17а)}$$

а максимальное гидростатическое давление в левом стояке с нагретой водой

$$g\,(\rho_г h_1 + \rho_г h_2). \qquad \text{(IV.17б)}$$

Так как $\rho_о > \rho_г$, то гидростатическое давление в правом стояке при отсутствии циркуляции воды будет больше, чем в левом. Штрихпунктирные линии на рис. IV.12 изображают эпюру давления в статическом режиме. Разность полученных гидростатических давлений, вызывающая циркуляцию воды по часовой стрелке, является естественным циркуляционным (гравитационным) давлением:

$$\Delta p_е = \rho_о g h_2 - \rho_г g h_2, \qquad \text{(IV.18)}$$

где h_2 — вертикальное расстояние между центрами охлаждения и нагревания воды или высота двух столбов воды — охлажденной и нагретой.

Из уравнения (IV.18) можно сделать выводы:

а) естественное циркуляционное давление возникает из-за различия гидростатического давления двух столбов охлажденной и нагретой воды равной высоты ($\Delta p_е$ на рис. IV.12);

б) естественное циркуляционное давление не зависит от высоты расположения расширительного бака (h_1 на рис. IV.12).

В общем виде естественное циркуляционное (гравитационное) давление в системе водяного отопления равняется:

$$\Delta p_е = \Delta\rho \cdot g h \qquad \text{(IV.19)}$$

и его величина зависит от разности плотности воды и вертикального расстояния между центрами охлаждения и нагревания воды.

Под влиянием естественного циркуляционного давления в замкнутом контуре системы отопления устанавливается определенная циркуляция воды, при которой давление Δp_e, вызывающее циркуляцию, равняется сопротивлению движению воды в системе Δp_c:

$$\Delta p_e = \Delta p_c. \tag{IV.20}$$

Гидростатическое давление в точке присоединения трубы расширительного бака к верхней магистрали системы отопления, равное $\rho_г \cdot g h_1$, при рассмотренных ранее условиях измениться не может. Эта точка называется *точкой постоянного давления или «нейтральной» точкой системы.*

Во всех остальных точках теплопроводов системы гидростатическое давление при циркуляции воды должно измениться из-за потери давления. Условно принимая линейную и местную потерю давления в теплопроводах равномерной, нанесем на рис. IV.12 вторую эпюру гидростатического давления уже в динамическом режиме — при естественной циркуляции воды в системе отопления (сплошные линии), начав построение с точки постоянного давления *О*.

Как видно, гидростатическое давление во всех остальных точках системы при циркуляции воды изменяется следующим образом: перед точкой *О* (считая по направлению движения воды) оно увеличивается, а после точки *О* — уменьшается по сравнению с гидростатическим давлением, предполагавшимся при отсутствии циркуляции. В частности, гидростатическое давление в левом подъемном стояке (с восходящим потоком воды) возрастает, а в правом опускном стояке (с нисходящим потоком) убывает.

Можно констатировать, что при циркуляции воды в замкнутом контуре гравитационной системы отопления гидростатическое давление изменяется во всех точках, за исключением одной точки присоединения к контуру трубы расширительного бака.

Перейдем к рассмотрению динамики давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии циркуляционного насоса — в **местной насосной** системе отопления.

Насос, действующий в замкнутом контуре системы отопления, усиливает циркуляцию, нагнетая воду в теплопровод с одной стороны и засасывая с другой. Уровень воды в расширительном баке при пуске циркуляционного насоса не изменится, так как равномерно работающий лопастной насос обеспечивает лишь определенную кратность циркуляции в системе неизменного количества воды, практически несжимаемой. Поскольку при этих условиях — равномерности действия насоса и постоянства объема воды в системе — уровень воды в расширительном баке сохраняется неизменным, безразлично, работает ли насос или нет, то гидростатическое давление в точке присоединения бака к трубам системы будет постоянным. Точка эта по-прежнему остается «нейтральной», т. е. на гидростатическое давление в ней не влияет давление, создаваемое насосом (давление насоса в этой точке равно нулю).

Следовательно, точка постоянного давления будет местом, в котором давление, развиваемое насосом, меняет свой знак: до этой точки насос, создавая компрессию, воду нагнетает, после нее он, вызывая разрежение, воду всасывает. Все теплопроводы системы от насоса до точки постоянного давления (считая по направлению движения воды) будут

относиться к зоне нагнетания насоса; все теплопроводы после этой точки — к зоне всасывания.

Эпюра гидростатического давления в динамическом режиме — при насосной циркуляции воды в системе отопления показана на рис. IV.13 (сплошные линии). Видно, что в зоне нагнетания насоса — от нагнетательного патрубка насоса до точки постоянного давления *O* — гидростатическое давление за счет компрессии насоса увеличивается во всех точках, в зоне всасывания — от точки *O* до всасывающего патрубка насоса — уменьшается в результате разрежения, вызываемого насосом.

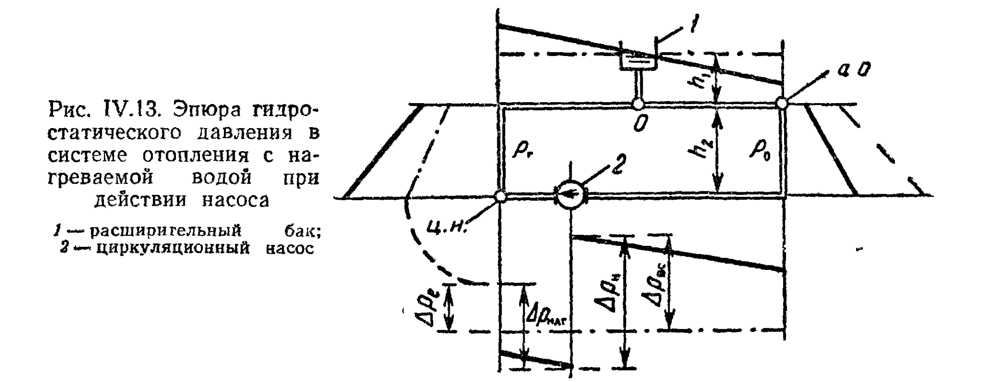


Рис. IV.13. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии насоса

1 — расширительный бак; *2* — циркуляционный насос

Таким образом, можно расширить **вывод**, сделанный ранее для гравитационной системы: при циркуляции воды в замкнутом контуре системы отопления — и гравитационной и насосной — гидростатическое давление изменяется во всех точках, за исключением одной точки — точки присоединения трубы расширительного бака.

Общую потерю давления при движении воды в замкнутом контуре системы отопления $\Delta p_с$ выразим через потерю давления в зоне нагнетания (обозначим ее $\Delta p_{наг}$) и в зоне всасывания ($\Delta p_{вс}$) как:

$$\Delta p_с = \Delta p_{наг} + \Delta p_{вс}. \qquad (IV.21)$$

С другой стороны, из формулы (IV.4) следует, что $\Delta p_с = \Delta p_н + \Delta p_е$. На рис. IV.13 показано, что $\Delta p_н$ меньше суммы $\Delta p_{наг}$ и $\Delta p_{вс}$ на величину $\Delta p_е$.

Общее (насосное и гравитационное) циркуляционное давление при установившемся движении воды будет затрачиваться без остатка на преодоление линейных и местных сопротивлений в зонах нагнетания и всасывания, увеличившихся вследствие роста скорости движения.

Сравнивая рис. IV.13 и IV.11, можно установить степень изменения гидростатического давления, связанную с потерей давления при циркуляции воды в теплопроводах системы отопления:

а) увеличение давления в любой точке теплопроводов в зоне нагнетания насоса равняется величине потери давления в трубах от рассматриваемой точки до точки постоянного давления (например, $\Delta p_{А-О}$ на рис. IV.14);

б) уменьшение давления в любой точке теплопроводов в зоне всасывания насоса равняется величине потери давления в трубах от точки постоянного давления до рассматриваемой точки (например, $\Delta p_{О-Б}$ на рис. IV.14).

На основании этого вывода напишем формулы для определения избыточного гидростатического давления в любой точке местной системы отопления с расширительным баком при циркуляции воды:

в зоне нагнетания

$$p_{i.\text{наг}} = \rho g h_i + \Delta p_{i-\text{О}};\qquad \text{(IV.22)}$$

в зоне всасывания

$$p_{i.\text{вс}} = \rho g h_i - \Delta p_{\text{О}-i},\qquad \text{(IV.23)}$$

где h_i — высота столба воды от рассматриваемой точки до уровня воды в расширительном баке.

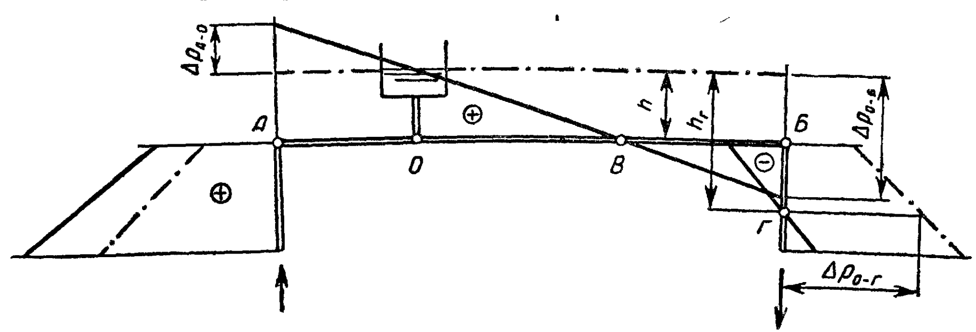


Рис. IV.14. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы отопления

Очевидно, что в зоне нагнетания насоса следует считаться (это рассматривается ниже) с повышением гидростатического давления по сравнению с давлением воды в состоянии покоя. Напротив, в зоне всасывания насоса необходимо учитывать понижение давления. При этом возможен случай, когда гидростатическое давление не только понизится до атмосферного, но даже может возникнуть разрежение.

Рассмотрим такой случай. На рис. IV.14 изображена динамика давления на отрезке теплопровода от точки *О* до точки *Г* в зоне всасывания насоса. В точке постоянного давления *О* гидростатическое давление равно $\rho g h$. В промежутке между точками *О* и *В* гидростатическое давление убывает в связи с потерей давления при движении воды по зависимости, изображенной на рисунке наклонной пьезометрической линией. В точке *В* $\rho g h = \Delta p_{\text{О–В}}$ и $p_{\text{В}} = 0$, т. е. избыточное давление равно нулю, а полное давление, как и на поверхности воды в расширительном баке, равно атмосферному давлению $p_{\text{а}}$. В промежутке между точками *В* и *Б* дальнейшая потеря давления вызывает разрежение — давление падает ниже атмосферного (знак минус на рисунке). Наиболее заметно давление понизится и разрежение достигнет наибольшей величины в точке *Б*. Здесь полное давление $p_{\text{Б}} = p_{\text{а}} + \rho g h - \Delta p_{\text{О–Б}} = p_{\text{а}} - \Delta p_{\text{В–Б}}$.

Затем в промежутке между точками *Б* и *Г* давление возрастает в связи с увеличением высоты столба воды от h до $h_{\text{г}}$, а разрежение уменьшается. В точке *Г*, где $\rho g h_{\text{г}} = \Delta p_{\text{О–Г}}$, избыточное давление вновь, как в точке *В*, становится равным нулю — $p_{\text{г}} = 0$, а полное давление — атмосферному. Ниже точки *Г* действует избыточное гидростатическое давление, быстро возрастающее по известной уже причине, несмотря на последующую потерю давления при движении воды.

В промежутке между точками *В* и *Г*, особенно в точке *Б*, при давлении ниже атмосферного и при температуре воды, близкой к 100° (90—95° С), возможно парообразование. При более низкой температуре воды, исключающей парообразование, возможен подсос воздуха из атмосферы через резьбовые соединения труб и арматуру. Во избежание нарушения циркуляции воды из-за ее вскипания или подсасывания воздуха при конструировании и гидравлическом расчете теплопроводов системы водяного отопления должно соблюдаться правило: **в зоне всасывания в любой точке i теплопроводов системы отопления гидростатическое давление при действии насоса должно оставаться избыточным $p_i > p_a$; для этого должно удовлетворяться неравенство**

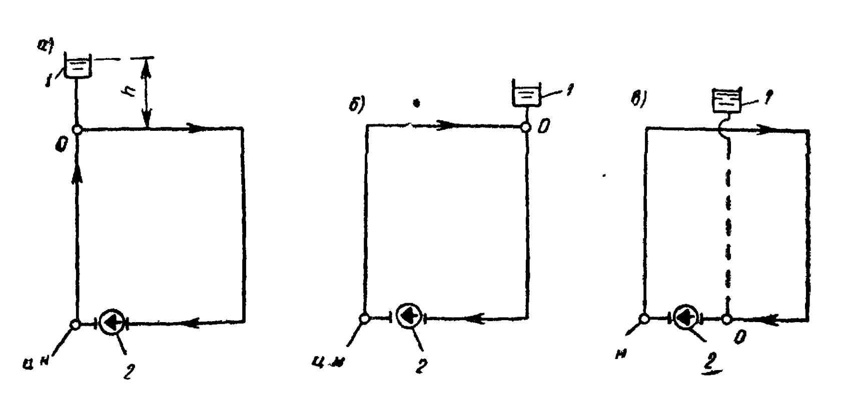


Рис. IV.15. Способы присоединения труб расширительного бака к системе водяного отопления

а — к главному стояку системы; *б* — в верхней точке системы, наиболее удаленной от центра нагревания (ц. н.); *в* — вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса

$$\rho g h_i > \Delta p_{O-i}. \qquad \text{(IV.24)}$$

Возможны три способа выполнения этого правила:

а) поднятие расширительного бака на достаточную высоту h (рис. IV.15, *а*);

б) перемещение расширительного бака *1* к наиболее опасной верхней точке с целью включения верхней магистрали в зону нагнетания (рис. IV.15, *б*);

в) присоединение труб расширительного бака вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса *2* (рис. IV.15, *в*).

Первый способ вызывает архитектурно-строительные затруднения и применим лишь в отдельных случаях при подходящем архитектурном облике здания. Второй способ целесообразно использовать в системе с «опрокинутой» циркуляцией воды (см. рис. I.7, *в*). В такой системе используется проточный расширительный бак *1* (см. рис. III.23, *в*), присоединяемый в высшей точке верхней обратной магистрали *2* над главным обратным стояком *3* (рис. IV.16). Точка постоянного давления *О* находится в самом баке. Вся верхняя обратная магистраль входит в зону нагнетания насоса. Зона всасывания охватывает главный обратный стояк и нижнюю часть общей обратной магистрали до насоса. Гидростатическое давление в главном обратном стояке превышает атмосферное даже при значительной потере давления в нем (см. пьезометрические линии на рис. IV.16).

Второй способ присоединения расширительного бака применим в одноветвевой системе отопления с верхней подающей магистралью (см. (рис. IV.15, *б*). Бак при этом выполняет также роль воздухоотводчика. Однако в разветвленной системе отопления второй способ присоединения расширительного бака к верхней подающей магистрали может при определенных условиях вызвать нарушение циркуляции воды.

Для выявления этих условий рассмотрим динамику давления воды в двухветвевой системе отопления с расширительным баком *1*, присоединенным в наиболее удаленной точке от главного подающего стояка *2*.

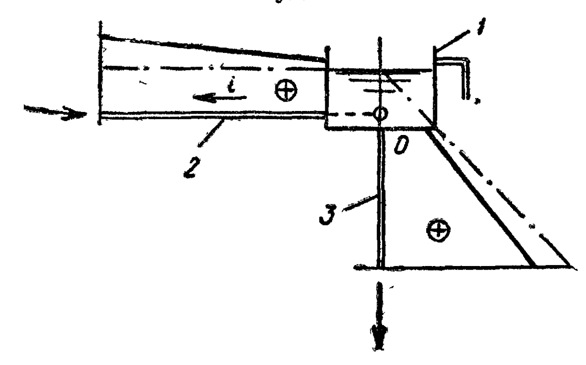


Рис. IV.16 Изменение гидростатического давления в обратных магистрали и главном стояке системы отопления с проточным расширительным баком

В такой точке — выберем ее в левой ветви системы отопления на стояке *1* (рис. IV.17) — возникает точка постоянного давления O_1. В подающей магистрали левой ветви, входящей в зону нагнетания, гидростатическое давление при действии насоса *4* повысится, причем наибольшее изменение давления произойдет в точке *А* [см. сплошную линию с наклоном справа налево и формулу (IV.22)].

В промежуточной точке *Б* повышение давления равняется $\Delta p_{Б-O_1}$ (см. рис. IV.17). При движении воды от точки *Б* по стояку *II* найдется точка O_2, для которой справедливо равенство потери давления — $\Delta p_{Б-O_2} = \Delta p_{Б-O_1}$. Точка O_2, в которой компрессионное давление насоса равно нулю, является второй точкой постоянного давления системы. Гидростатическое давление в точке O_2 $p_{O_2} = \rho g (h_1 + h_2)$ не изменяется как при бездействии, так и при работе насоса.

Проведем пьезометрическую линию для подающей магистрали правой ветви системы (сплошная линия с наклоном слева направо на рис. IV.17) и убедимся, что в каждом циркуляционном кольце этой ветви (их в данном случае два — через стояк III и через стояк IV) существуют свои точки постоянного давления O_3 и O_4. В каждой из них действует неизменное (но отличающееся по величине) гидростатическое давление и положение их определяется удовлетворением равенству потери давления при циркуляции воды:

$$\Delta p_{A-O_3} = \Delta p_{A-O_4} = \Delta p_{A-O_1}.$$

Это равенство может рассматриваться также как равенство потери давления давлению, создаваемому насосом в точке *А*. При движении воды по трубам от точки *А* давление насоса убывает, постепенно расходуясь на преодоление сопротивления течению воды, и, наконец, в некоторой точке в каждом циркуляционном кольце системы оно станет равным нулю. Эта точка и будет точкой постоянного давления. Очевидно, что на

теплопроводы системы до каждой такой точки распространяется зона нагнетания насоса, на теплопроводы после них — зона всасывания.

Таким образом, при присоединении расширительного бака к верхней подающей магистрали в удалении от главного стояка в системе возникают несколько точек постоянного давления. В пределе число таких точек равняется числу параллельных циркуляционных колец системы (в нашем примере — четыре точки постоянного давления в четырех циркуляционных кольцах через стояки I—IV).

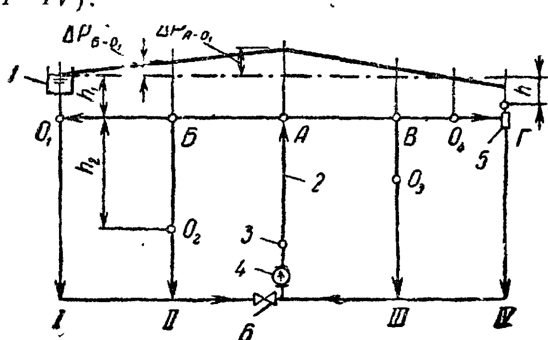


Рис. IV.17. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали двухветвевой системы отопления

1 — расширительный бак; 2 — главный подающий стояк, 3 — центр нагревания; 4 — циркуляционный насос; 5 — воздухосборник с вантузом; 6 — задвижка

В системе отопления, изображенной на рис. IV.17, отметим еще точку Г, в которой установлен воздухосборник 5 с вантузом. Точка Г находится в зоне всасывания насоса, и гидростатическое давление в ней понижается в соответствии с формулой (IV.23) на величину $\Delta p_{\text{О}_4-\text{Г}}$.

Вантуз для надежного действия должен находиться под некоторым внутренним избыточным давлением. Допустим, что это давление при конструировании вантуза принято равным $3 \cdot 10^3$ Па (напор 0,3 м вод. ст.). Тогда для обеспечения такого давления в нашем случае потеря давления от точки $О_4$ до точки Г или, что то же, понижение гидростатического давления в точке Г может быть не более

$$\Delta p_{\text{О}_4-\text{Г}} = 10^4 (h - 0{,}3)\ \text{Па},$$

где h — вертикальное расстояние от верхней точки вантуза до уровня воды в расширительном баке, м.

Покажем, что это условие, выполненное при проектировании, все же может быть нарушено в процессе эксплуатации системы отопления. Действительно, при прекращении циркуляции воды в левой ветви (закрыта задвижка 6 на рис. IV.17) точкой постоянного давления становится точка А, как точка, в которой система соединяется с трубой расширительного бака (попутно заметим, что все четыре точки постоянного давления сольются при этом в одну, общую для циркуляционных колец, оставшихся в действии), а давление в точке Г понижается [см. формулу (IV.23)] до величины

$$p_{\text{Г}} = \rho g h_1 - \Delta p_{\text{А}-\text{Г}}.$$

Это давление не только может оказаться недостаточным для действия вантуза, но может быть даже ниже атмосферного, что нарушит нормальную циркуляцию воды.

Для того чтобы исключить возможность нарушения циркуляции воды, практически широко используется третий способ присоединения труб расширительного бака к системе отопления (см. рис. IV.15, в). Точка по-

стоянного давления при этом возникает в обратной магистрали вблизи насоса как одна, общая для всех циркуляционных колец системы. Зона нагнетания насоса распространяется почти на все теплопроводы системы, в том числе и на наиболее высоко расположенные и удаленные от насоса, как опасные в отношении вскипания воды. Зона всасывания ограничивается отрезком общей обратной магистрали от точки *О* до всасывающего патрубка насоса, в котором гидростатическое давление в покое достаточно велико и существенно не уменьшается при действии насоса.

Расширительный бак, как известно, соединяется с системой отопления двумя трубами — расширительной и циркуляционной (см. рис. III.26), создающими контур циркуляции воды через бак. В нем имеется ещё одна верхняя точка постоянного давления, находящаяся непосредственно в расширительном баке. Первая же — нижняя точка постоянного давления размещается между точками присоединения расширительной и циркуляционной труб к обратной магистрали. Положение нижней точки постоянного давления определяется соотношением потери давления в расширительной и циркуляционной трубах. Если их диаметр и длина равны, то точка постоянного давления находится посередине между точками присоединения труб бака. Если диаметр одной из труб больше, то точка постоянного давления смещается в сторону точки присоединения этой трубы.

Точка присоединения расширительной трубы входит в зону нагнетания насоса, и в ней происходит деление общего потока воды на два, один из которых (основной) по-прежнему протекает по обратной магистрали, а другой — по параллельному пути через бак до точки присоединения циркуляционной трубы, относящейся уже к зоне всасывания.

Если применяется несколько соединительных труб, например три, то верхняя точка постоянного давления по-прежнему находится в расширительном баке, а нижняя — между точками присоединения к магистрали системы отопления двух крайних соединительных труб. По одной из них вода из зоны нагнетания направляется в бак, по другой — возвращается из бака в зону всасывания. По средней соединительной трубе вода может двигаться и в бак и из бака в зависимости от положения нижней точки постоянного давления.

Из рассмотрения динамики давления в местной системе отопления с открытым расширительным баком следуют **общие выводы:** во всяком замкнутом контуре движения воды может быть только одна точка постоянного давления, в которой зона нагнетания сменяется зоной всасывания. Двух последовательных точек постоянного давления в одном циркуляционном контуре существовать не может, ибо для движения воды в заданном направлении в системе отопления создается и поддерживается разность давления во всех точках. При этом следует оговориться, что поскольку в самом насосе разрежение переходит в компрессию и в нем существует своя «нейтральная» точка, то при рассмотрении точек постоянного давления имеются в виду лишь точки, возникающие за пределами насоса.

В зоне нагнетания циркуляционного контура, т. е. до точки постоянного давления, гидростатическое давление увеличивается по сравнению с давлением в состоянии покоя; в зоне всасывания, т. е. после точки постоянного давления (по направлению движения воды), оно уменьшается.

Точка постоянного давления может быть единственной во всей системе отопления, если расширительный бак присоединяется к общей по-

дающей или обратной магистрали. Тогда она принадлежит любому циркуляционному кольцу системы.

В системе отопления может быть несколько точек постоянного давления, если имеются циркуляционные кольца, не включающие в себя точку присоединения расширительного бака. При этом одна из них во всяком случае находится в точке присоединения бака.

2. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ ГРУППЫ ЗДАНИЙ С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ БАКОМ

В системе водяного отопления группы зданий при теплоснабжении от собственной тепловой станции расширительный бак устанавливают в самом высоком здании (с учетом рельефа местности). Соединительные трубы бака подключают к наружному обратному теплопроводу, а не к местной магистрали здания, во избежание отключения бака от остальной части системы при ремонте местных теплопроводов.

Исследуем динамику давления, например, в общей системе отопления четырех зданий, самое высокое из которых удалено от тепловой станции (рис. IV.18).

Гидростатическое давление в этой системе при бездействии циркуляционного насоса, находящегося на тепловой станции (штрихпунктирная

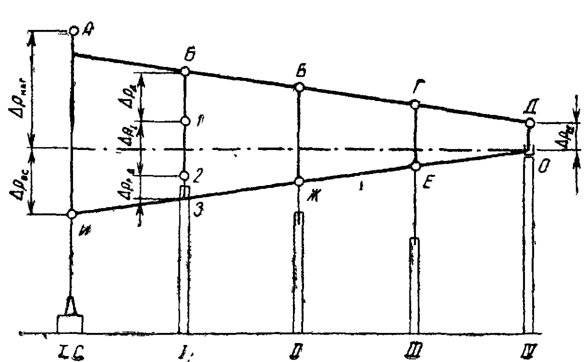


Рис. IV.18. Изменение гидростатического давления в наружных теплопроводах системы отопления группы зданий

линия), определяется положением уровня воды в расширительном баке (точка *О*), установленном в наиболее высоком здании *IV*, над рассматриваемой точкой какой-либо части системы. Наибольшим оно будет в наружных теплопроводах и во внутренних теплопроводах в подвалах.

При действии насоса гидростатическое давление, как уже известно, изменяется во всех точках системы, кроме точки постоянного давления в месте присоединения труб расширительного бака; в нашем случае кроме точки *О* в обратном теплопроводе у здания *IV*. В зоне нагнетания от нагнетательного патрубка насоса (точка *А*) до точки *О* оно увеличивается, в зоне всасывания от точки *О* до всасывающего патрубка насоса (точка *И*) уменьшается в зависимости от потери давления в теплопроводах. Изменение давления показано на рис. IV.18 сплошными наклонными пьезометрическими линиями.

Разность между гидростатическим давлением в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в каждое здание определяет насосное циркуляционное давление, как располагаемое давление для

создания циркуляции воды в местных теплопроводах. На рисунке это циркуляционное давление выражается сплошными вертикальными линиями. Как видно, для местной системы отопления здания *IV* насосное циркуляционное давление наименьшее — Δp_{IV}, для здания *I* — наибольшее.

В местной системе отопления здания *I* гидростатическое давление должно изменяться от давления в точке *Б* (на вводе подающего теплопровода в здание) до давления в точке *З* (в обратном теплопроводе). Давление в точке *З* в нашем примере оказывается ниже минимального гидростатического давления, необходимого для заполнения водой местной системы отопления здания *I* (давление в точке *2*). Во избежание скопления воздуха и нарушения циркуляции воды необходимо повысить гидростатическое давление в обратной магистрали местной системы до давления в точке *2*. Для этого можно поднять расширительный бак (что конструктивно затруднительно), уменьшить наклон обратной пьезометрической линии, увеличив диаметр обратного теплопровода (вследствие чего повысится стоимость его прокладки), или установить на местной обратной магистрали регулятор давления типа «до себя» (см. рис. IV.3). Такой регулятор давления должен понижать давление от p_2 до p_3 ($\Delta p_{р\,д}=p_2-p_3$) при пропуске расчетного расхода воды в местной системе отопления здания *I*.

Гидростатическое давление в точке *Б* не должно превышать предельно допустимого (рабочего) давления для всех элементов (арматуры, отопительных приборов) местной системы отопления. В случае необходимости гидростатическое давление в подающем теплопроводе может быть искусственно снижено до некоторого значения в точке *1*, при котором обеспечиваются целость этих элементов и вместе с тем циркуляция воды в местных теплопроводах. Давление понижается при помощи, например, регулятора давления «после себя» или диафрагмы, причем расчетная разность давления составляет $\Delta p_{Д}=p_{Б}-p_1$.

В результате понижения давления в местной подающей магистрали до p_1 и повышения давления в местной обратной магистрали до p_2 насосное циркуляционное давление для местной системы отопления здания *I* составит $\Delta p_{I}=p_1-p_2$.

Циркуляционным насосом на тепловой станции создается давление, как видно из рис. IV.18, равное сумме потери давления в зонах нагнетания $\Delta p_{наг}$ и всасывания $\Delta p_{вс}$.

При значительной величине $\Delta p_{вс}$ понижение гидростатического давления во всасывающем патрубке насоса может сопровождаться кавитацией.

Кавитация (лат. *cavitas* — пустота) — нарушение сплошности потока — возникает в результате появления пузырей воздуха (переходящего из растворенного состояния в свободное) и пара (вследствие вскипания воды при понижении давления до давления водяного пара при определенной температуре). Кавитационные пузыри, возникая и исчезая, вызывают многократные удары струй воды о стенки насоса. Кавитация сопровождается снижением к. п. д. насоса, шумом и разрушением (изъязвлением) поверхности колеса и корпуса насоса.

Кавитация скорее всего может возникать в циркуляционном насосе протяженной системы отопления группы малоэтажных зданий (например, в сельскохозяйственном строительстве).

Для устранения кавитации величина $\Delta p_{вс}$ (выраженная в м вод. ст.) ограничивается: практически она должна быть меньше гидростатическо-

го давления в бездействующем насосе (в статическом режиме) по крайней мере на 5 м вод. ст. Так, например, если разность уровней установки расширительного бака и насоса составляет 7 м (бак размещается в двухэтажном здании), то потеря давления в теплопроводах зоны всасывания (от точки *О* до точки *И* на рис. IV.18) не должна превышать 2 м вод. ст. Очевидно, что при малоэтажной застройке расширительный бак следует помещать поблизости от тепловой станции.

В системе отопления группы многоэтажных зданий скорее возможна не кавитация в насосе, а чрезмерное повышение гидростатического дав-

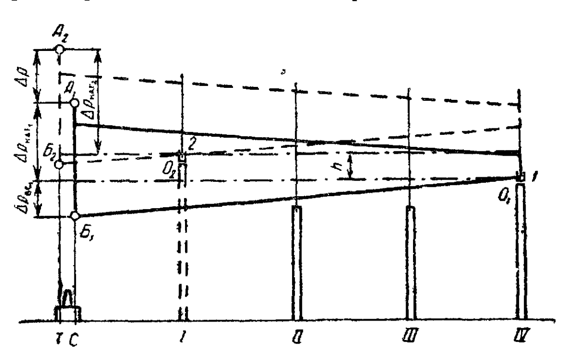


Рис. IV 19. Изменение гидростатического давления в теплопроводах системы отопления при переносе расширительного бака в новое здание *I*

ления. Повышение давления, опасное для целости отдельных элементов системы отопления, может произойти при перемещении расширительного бака из одного здания в другое.

Перемещение расширительного бака из одного здания, ближайшего к тепловой станции, в другое, несколько более высокое и удаленное от нее, не вызывает заметного изменения гидростатического давления как при бездействии, так и при работе циркуляционного насоса. Однако перемещение бака в здание более высокое и близко расположенное к тепловой станции может вызвать значительное повышение давления в отдельных частях системы отопления. Это произойдет вследствие увеличения не только высоты здания, но и протяженности зоны нагнетания (если бак, как обычно, будет присоединен к обратному теплопроводу).

На рис. IV.19 показано изменение давления в оборудовании тепловой станции, в наружных и местных теплопроводах системы отопления четырех зданий при первоначальном положении расширительного бака (в точке *1*) в здании *IV* (сплошные пьезометрические линии) и после его перемещения (в точку *2*) в новое здание *I* (пунктирные линии). Можно установить, что давление в элементах тепловой станции возрастет при этом на значительно большую величину Δp, чем можно было бы ожидать при увеличении высоты здания на *h* м. Давление в точке A_2 может превысить рабочее давление, установленное как предельно допустимое для оборудования и арматуры станции. Из рисунка также видно увеличение давления во всех теплопроводах, причем и здесь повышение давления может оказаться недопустимым для элементов местных систем отопления зданий и прежде всего здания, наиболее удаленного от станции (здание *IV*).

Для снижения давления в оборудовании тепловой станции в этом случае можно перенести место включения циркуляционного насоса из обратного в общий подающий теплопровод (давление понизится до величины в точке $Б_2$); в местной системе отопления здания *IV* может быть

применена понизительная насосная подстанция[1] или независимая схема присоединения к наружным теплопроводам (см. рис. IV.1, *б*).

3. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНОЙ СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ БЕЗ РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАКА

Рассмотрим динамику давления в местных теплопроводах здания, непосредственно соединенных с наружными теплопроводами, например, в условиях присоединения здания *I* на рис. IV.18, для системы отопления которого выше была отмечена необходимость изменения начального давления до p_1 и конечного до p_2. Местная система отопления изображена на рис. IV.20 двойными линиями и принимается высотой h, м, с верхней подающей магистралью и центром охлаждения в точке *В*.

Ввиду отсутствия расширительного бака с атмосферным давлением над свободной поверхностью воды требуется иной подход к нахождению местной точки постоянного давления в системе отопления и величины гидростатического давления в ней.

Это давление связывается с предварительным условием: оно должно быть достаточным для создания в наиболее высоко расположенной точке системы некоторого избыточного давления с целью надежного заполнения и удаления воздуха из системы с низкотемпературной водой ($t_г < 100°$ С) и для предотвращения вскипания воды в системе с высокотемпературной водой ($t_г > 100°$ С).

Для выполнения этого условия в статическом режиме, т. е. в случае полного прекращения циркуляции воды, проводим пьезометрическую штрихпунктирную линию на достаточной высоте над верхней подающей магистралью системы отопления на рис. IV.20. Остальные пьезометрические штрихпунктирные линии наносим исходя из выбранного минимального избыточного давления в подающей магистрали и в результате получаем необходимое гидростатическое давление p_2 в точке *Д* обратной магистрали.

Если давление p_2 поддерживается на заданном уровне при помощи регулятора давления «до себя» (как уже указывалось), то в точке *Д* возникает искусственная точка постоянного давления местной системы отопления. Давление p_2 является исходным для построения пьезометрических линий в динамическом режиме (сплошные линии на рис. IV.20, выражающие, как и ранее, условно равномерную линейную и местную потерю давления в системе отопления).

Выразим изменение гидростатического давления в трех характерных точках системы отопления (не считая точки *Д*, в которой давление p_2 принято постоянным): в точке *Г* нижней обратной магистрали, наиболее удаленной от ввода наружных теплопроводов, точке *В* верхней подающей магистрали, наиболее высоко расположенной и удаленной от ввода, и точке *А* в начале подающей магистрали системы.

Гидростатическое давление в точке *Г* выражает наибольшее давление в нижней обратной магистрали:

$$p_Г = p_2 + \Delta p_{Г-Д}, \tag{IV.25}$$

где $\Delta p_{Г-Д}$ — потеря давления при перемещении воды от точки *Г* до точки *Д* (см. рис. IV.20).

[1] См. курс «Теплоснабжение».

Наибольшее давление, как уже известно, не может превышать рабочего давления для каждого элемента системы. Поэтому выражение (IV.25) служит для проверки выполнения этого условия. Если, например, давление p_2 близко к $60 \cdot 10^4$ Па, то с учетом потери давления в протяжной обратной магистрали гидростатическое давление в чугунной арматуре и отопительных приборах, расположенных на уровне ввода теплопроводов и ниже его, превысит рабочее, что приведет к их разрушению.

Рис IV 20 Изменение гидростатического давления в местной системе отопления, непосредственно соединенной с наружными теплопроводами

Гидростатическое давление в точке *В* выражает наименьшее давление в верхней подающей магистрали в динамическом режиме:

$$p_В = p_2 + \Delta p_{В-Д} - \rho_о gh, \qquad \text{(IV.26)}$$

где $\Delta p_{В-Д}$ — потеря давления при движении воды от точки *В* до точки *Д*;
$\rho_о$ — плотность охлажденной воды.

Выражение (IV.26) служит для проверки условия невскипания высокотемпературной воды, если давление p_2 устанавливается без учета температуры воды.

Покажем на примере необходимость проверки минимального давления в системе отопления. Если высота системы $h=20$ м, $\Delta p_{В-Д} = 5 \times \times 10^4$ Па, а давление $p_2 = 25 \cdot 10^4$ Па, то минимальное давление в верхней точке при циркуляции воды в системе составит:

$$p_В = 25 \cdot 10^4 + 5 \cdot 10^4 - 977{,}81 \cdot 9{,}81 \cdot 20 = 10{,}82 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Это давление будет недостаточным для предотвращения вскипания воды, имеющей температуру более 120° С. В частности, при расчетной температуре греющей воды 150° С давление $p_{мин}$ должно составлять не менее $40 \cdot 10^4$ Па (с некоторым запасом).

Наконец, гидростатическое давление в точке *А* (считая точку *А* на одном уровне с точкой *Д*) выражает наибольшее давление в подающей магистрали в динамическом режиме:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{А-Д} - \rho_о gh + \rho_г gh$$

или

$$p_1 = p_2 + \Delta p_с - \Delta p_е. \qquad \text{(IV.27)}$$

где $\Delta p_c = \Delta p_{А-Д}$ — потеря давления при движении воды от точки *А* до точки *Д*, т. е. общее сопротивление системы отопления;

$\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_г)$ — по уравнению (IV.18).

Переписав выражение (IV.27) в виде

$$p_1 - p_2 = \Delta p_c - \Delta p_e$$

или

$$\Delta p_т = \Delta p_c - \Delta p_e, \qquad (IV.27а)$$

приходим к уравнению (IV.4), которое в данном случае означает, что разность гидростатического давления в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в здание, вызывающая необходимую циркуляцию воды в местной системе отопления, меньше сопротивления системы на величину естественного циркуляционного давления. Выражения (IV.27) и (IV.27а) графически показаны на рис. IV.20 слева.

Применение смесительного насоса или водоструйного элеватора на тепловом вводе в здание не изменяет рассмотренной динамики давления в теплопроводах местной системы водяного отопления.

4. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ С ДВУМЯ РАСШИРИТЕЛЬНЫМИ БАКАМИ

Использование в системе отопления двух открытых расширительных баков может быть допущено с соблюдением определенных условий. Для выявления этих условий рассмотрим возможные случаи присоединения двух баков к трубопроводам системы отопления.

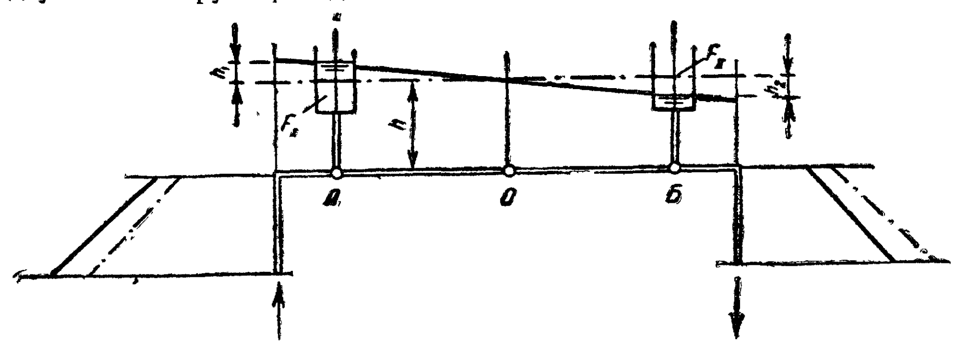


Рис. IV.21. Изменение гидростатического давления в системе отопления при последовательном присоединении двух расширительных баков

1. Два расширительных бака присоединены к одной точке теплопроводов системы отопления. Эта точка является точкой постоянного давления, вода в обоих баках находится на одном уровне. Все ранее сделанные выводы в этом случае остаются в силе.

2. Два расширительных бака присоединены к двум точкам *А* и *Б* теплопровода **последовательно** по движению воды (рис. IV.21). На рисунке нанесены пьезометрические линии в статическом (штрихпунктирные) и динамическом (сплошные линии) режимах.

В этом случае до пуска циркуляционного насоса в действие вода в баках по закону сообщающихся сосудов находится на одном уровне. Помня

о постоянстве объема воды в системе и о существовании только одной точки постоянного давления в замкнутом циркуляционном кольце, приходим к заключению, что при работе насоса «нейтральная» точка *О* располагается между точками *А* и *Б*. Тогда в точке *А*, попавшей в зону нагнетания насоса, гидростатическое давление увеличивается, а в точке *Б* — в зоне всасывания — уменьшается. Соответственно уровень воды в баке *I* повышается, а в баке *II* понижается (баки уподобляются водяным манометрам). Разность уровней воды в баках по установленной выше зависимости пропорциональна потере давления в теплопроводе между точками *А* и *Б* [см. формулы (IV.22) и (IV.23)].

Если площади поперечных сечений баков F_{I} и F_{II} равны и трубы к бакам и между точками *А* и *Б* одинакового диаметра, то величина поднятия уровня воды в первом баке h_1 равна величине его понижения h_2 во втором, а точка постоянного давления *О* находится посередине участка *А*—*Б*.

При разных площадях поперечного сечения баков меньше изменится уровень воды в баке, имеющем бо́льшую площадь поперечного сечения. Эта зависимость, например, для расширительного бака *I* может быть выражена уравнением

$$h_1 = \frac{\Delta p_{\text{А—Б}}}{\rho g} \frac{F_{\text{II}}}{F_{\text{I}} + F_{\text{II}}}, \tag{IV.28}$$

где $\Delta p_{\text{А—Б}}$ — потеря давления в теплопроводе от точки *А* до точки *Б*.

Аналогичный вид будет иметь уравнение для определения величины h_2.

Положение точки постоянного давления *О*, как и изменение уровня воды в баках, при прочих равных условиях зависит от соотношения площадей поперечного сечения расширительных баков. При увеличении размеров одного из баков (например, бака *II*) точка *О* перемещается по направлению к точке его присоединения (к точке *Б*). Если бак *II* сделать столь большим, что можно пренебречь изменением уровня воды в нем, то точка *О* сольется с точкой *Б*, а поднятие уровня в баке *I* малых размеров достигнет максимальной величины:

$$h_{1.\text{макс}} = \frac{\Delta p_{\text{А—Б}}}{\rho g}. \tag{IV.29}$$

Практически это случай, когда в расширительный бак, присоединенный к общей обратной магистрали, выводится воздушная труба от верхней точки подающей магистрали системы отопления (рис. IV.22). Такая воздушная труба *2* фактически является вторым расширительным баком весьма незначительного поперечного сечения, присоединенным в точке *А* зоны нагнетания. При действии насоса в воздушной трубе произойдет поднятие уровня воды, пропорциональное величине потери давления от точки *А* до точки постоянного давления *О*, почти совпадающей с точкой присоединения расширительного бака. При этом потеря давления может оказаться столь большой, что в воздушной трубе вода будет не только подниматься, но и выливаться в бак, а затем по соединительным трубам *1* возвращаться в систему. Такое добавочное циркуляционное кольцо может нарушить нормальное действие системы. Следовательно, этот способ удаления воздуха из системы допустим лишь при предварительном рассмотрении изменения давления.

3. Два расширительных бака присоединены к двум точкам *А* и *Б* в системе отопления **параллельно.** Следовательно, точки *А* и *Б* находятся в различных циркуляционных кольцах системы. В каждом параллельном

циркуляционном кольце, как уже установлено, существует своя точка постоянного давления (точки O_1 и O_2 на рис. IV.23). Из условия постоянства объема воды в системе следует, что если после пуска насоса уровень воды в одном расширительном баке (например, в баке *I*) поднимется, то в другом (баке *II*) он опустится. Баки, как водяные манометры, присоединенные в точках *А* и *Б*, показывают создаваемое насосом дополнительное давление в точке *А* и разрежение в точке *Б*. В нашем примере это означает, что точка *А* находится перед точкой постоянного давления

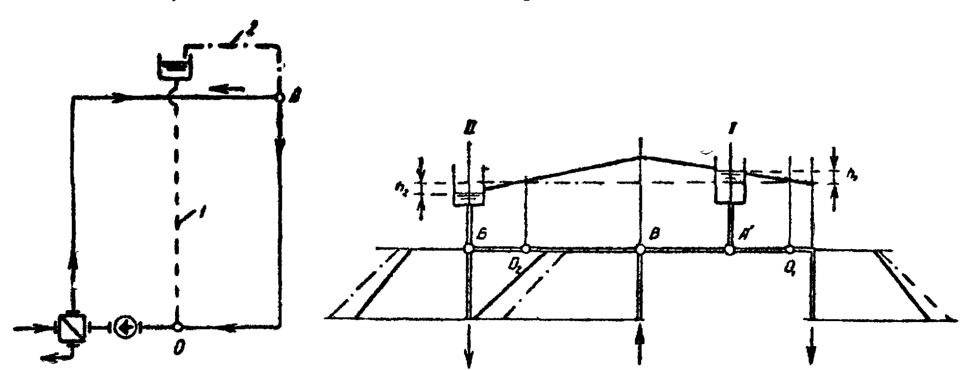


Рис. IV.22. Присоединение воздушной трубы к системе водяного отопления

Рис. IV.23. Изменение гидростатического давления в системе отопления при параллельном присоединении двух расширительных баков

O_1 своего циркуляционного кольца, т. е. в зоне нагнетания, а точка *Б* — после точки постоянного давления O_2, т. е. в зоне всасывания.

На рис. IV.23 нанесены пьезометрические линии, выражающие изменение давления в зонах нагнетания и всасывания и уровня воды в расширительных баках.

Изменение уровня воды в баках *I* и *II* по-прежнему будет пропорционально потере давления в теплопроводах от точек их присоединения *А* и *Б* до соответствующих точек O_1 и O_2. Положение последних и изменение уровня воды связано также с соотношением площадей поперечных сечений баков F_{I} и F_{II}. Отсюда можно выразить высоту подъема воды h_1 в баке *I*, ближнем к общей точке *В* системы отопления:

$$h_1 = \frac{\Delta p_{А-О_1} + \Delta p_{О_2-Б}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_{I} + F_{II}} \qquad (IV.30)$$

или в более удобном для вычислений виде

$$h_1 = \frac{\Delta p_{В-Б} - \Delta p_{В-А}}{\rho g} \frac{F_{II}}{F_{I} + F_{II}}. \qquad (IV.30а)$$

Аналогичный вид будет иметь и формула для определения величины опускания воды h_2 в баке *II*.

Если площадь одного из баков (например, бака *II*) весьма велика по сравнению с площадью другого, то точка постоянного давления O_2 переместится к точке *Б*, а положение «нейтральной» точки O_1 будет зависеть от разности потери давления на отрезках теплопроводов *В—Б* и *В—А*. Когда эта разность положительна, уровень воды в баке *I* повысится, а точка O_1 расположится после точки *А* (по направлению движения во-

ды); когда она отрицательна, уровень воды в баке *I* понизится, а точка O_1 будет находиться перед точкой *А*.

В частном случае при равной потере давления $\Delta p_{В-Б} = \Delta p_{В-А}$ точки постоянного давления совпадут с точками *А* и *Б* и уровень воды в баках при действии насоса не изменится, каковы бы ни были площади их поперечного сечения.

Практически возможен случай, когда при наличии одного расширительного бака потребуется параллельное присоединение второго допол-

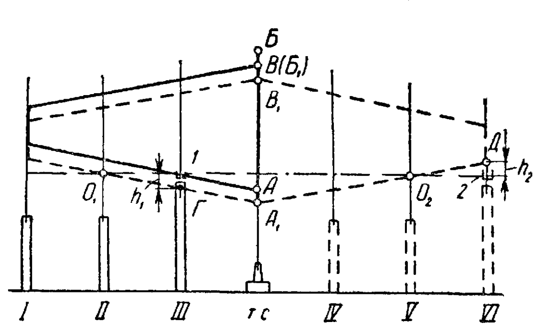


Рис. IV.24 Изменение гидростатического давления в теплопроводах системы отопления при присоединении второго расширительного бака

нительного бака к новой ветви системы отопления. Наличие второго бака влияет на гидростатическое давление в теплопроводах ранее существовавшей системы отопления.

Рассмотрим изменение гидростатического давления в системе отопления в этом случае. На рис. IV.24 показано гидростатическое давление в теплопроводах системы отопления группы зданий в статическом режиме (штрихпунктирная линия) и в динамическом режиме, когда к ранее существовавшей ветви системы слева от тепловой станции (т. с) с тремя зданиями *I—III* и расширительным баком *1* добавлена новая ветвь справа с тремя зданиями *IV—VI* и вторым баком *2*. Первый бак установлен в здании *III*, изменение гидростатического давления в одной левой ветви показано сплошными линиями. Второй дополнительный бак помещен в здании *VI* на одном уровне с первым. Характер изменения гидростатического давления в обеих ветвях системы изображен пунктирными линиями.

Из рисунка видно, что точки постоянного давления O_1 и O_2 не совмещаются с точками присоединения расширительных баков к теплопроводам. При этом происходит понижение уровня воды в баке *1* на величину h_1 и повышение уровня в баке *2* на величину h_2, что может привести к утечке воды через бак *2* и нарушению отопления здания *III*.

Следует отметить недостаток установки двух расширительных баков в удалении друг от друга. При этом почти всегда происходит изменение уровня воды в них, а это вызывает уменьшение полезной емкости того бака, в котором уровень воды повышается. Потеря полезной емкости одного из баков связана с потерей давления в теплопроводах между точками присоединения к ним баков. Чем больше потеря давления в теплопроводах между двумя последовательными (по движению воды) точками присоединения [см. формулу (IV.28)] или чем больше различие в потере давления до двух параллельных точек присоединения [см. формулу (IV.30а)], тем значительнее уменьшится полезный объем одного из баков.

Следовательно, при использовании двух расширительных баков их суммарный объем почти всегда должен приниматься больше объема одного общего бака, и это различие в объеме будет возрастать по мере удаления второго бака от первого.

Из рассмотрения динамики давления в насосной системе водяного отопления с двумя расширительными баками можно сделать вывод о необходимости проверки изменения уровня воды в баках. Без такой предварительной проверки колебание уровня воды в баках, даже при точном монтаже и правильной эксплуатации системы отоплений, может вызывать нарушение циркуляции воды.

Очевидно, что предпочтение следует отдавать присоединению к системе отопления одного расширительного бака. Однако и при использовании одного открытого бака место его присоединения к теплопроводам, особенно в системе отопления группы зданий, необходимо выбирать с учетом динамики давления.

Система водяного отопления может быть и без открытого расширительного бака в том случае, когда обеспечивается необходимое гидростатическое давление во всех ее элементах при различных режимах эксплуатации. При этом на тепловой станции можно применить закрытый расширительный бак, находящийся под естественным или искусственно повышенным гидростатическим давлением, а также специальный насос или клапан, одновременно восполняющий потерю воды в системе.

§ 41. СХЕМЫ СОВРЕМЕННОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

При классификации систем (см. § 6) было установлено, что системы водяного отопления применяются с различной прокладкой магистралей, с тупиковым и попутным движением воды в них, с последовательным и параллельным (по направлению движения воды) присоединением отопительных приборов к стоякам. Схема системы отопления составляется при проектировании применительно к конкретному зданию, причем в каждой схеме различным образом сочетаются магистрали и стояки с отопительными приборами и прочими элементами системы, известными из главы III. Примеры простейших схем даются при рассмотрении гидравлического расчета систем водяного отопления в главе V.

Общей и многократно повторяющейся частью каждой системы отопления является стояк. В стояке отдельные узлы соединения отопительных приборов с трубами (см., например, рис. I.8) — приборные узлы связываются промежуточными теплопроводами и создается основа системы отопления, определяющая принцип ее конструкции и действия.

Следовательно, перед составлением схемы системы отопления всегда необходимо выбрать схему стояка в зависимости от назначения, конструкции, высоты и длины здания.

Рассмотрим подробнее различные схемы стояков и определим область их применения в современной системе водяного отопления.

1. СХЕМЫ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТОЯКОВ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Вертикальные стояки присоединяют к горизонтальным магистралям (см. рис. I.7, *а, б, в*) и устраивают однотрубными и двухтрубными. Сравнивая однотрубные стояки с двухтрубными в системе водяного отопле-

ния, можно установить экономическое и производственное преимущества однотрубных стояков (особенно проточных), возрастающие по мере увеличения высоты зданий (табл. IV.1).

Эксплуатационное достоинство однотрубных стояков — их тепловая надежность (см. § 43 и главу IX) объясняет их преимущественное использование в современной насосной системе водяного отопления.

Таблица IV.1

Относительные расход труб и площадь отопительных приборов, %, в насосной системе водяного отопления 5-этажного жилого здания

Вертикальные двухсторонние стояки	Длина труб	Масса труб	Площадь отопительных приборов
Двухтрубные	100	100	100
Однотрубные:			
с замыкающими участками	73	84	104
проточные	70	80	98

Вертикальная однотрубная система. Вертикальные однотрубные стояки при верхней разводке подающей магистрали, применявшиеся еще в XIX в., получили широкое распространение 20—25 лет назад (с начала 50-х годов). На рис. IV.25 даны схемы такого стояка с одно- и двухсторонним присоединением отопительных приборов. Стояк представлен для 4-этажного здания с различными типами приборных узлов, известными по рис. I.8, *а*, *б*, *в* и рис. III.15, *а*: в верхнем этаже — с проточным движением воды через отопительные приборы, в третьем этаже — с осевыми замыкающими участками, во втором этаже — со смещенными замыкающими участками и в нижнем этаже — проточно-регулируемого типа с трехходовыми кранами на смещенных обходных участках. Здесь (и далее) однотрубный стояк для наглядности и компактности изображения условно показан сборным, состоящим из приборных узлов различного типа. Обычно в стояке преобладает какой-либо один тип обвязки трубами отопительного прибора.

Вертикальные однотрубные стояки при верхней разводке подающих магистралей применяют в многоэтажных зданиях, имеющих четыре — девять и более этажей.

Вертикальные однотрубные стояки при нижней прокладке обеих магистралей, так называемые П-образные стояки, стали распространяться около 15 лет назад (с 1960 г.) в связи с массовым строительством бесчердачных зданий. На рис. IV.26, *а* приведена общеупотребительная схема П-образного стояка для 3-этажного здания при теплоснабжении деаэрированной водой. В нижнем этаже показано проточное движение воды через отопительные приборы, в среднем этаже изображены узлы со смещенными замыкающими участками по рис. III.17, *б* и в верхнем —проточно-регулируемые узлы с трехходовыми кранами. На отопительных приборах верхнего этажа устанавливают воздушные краны, как показано на рис. III.24, *б*.

На рис. IV.26, *б* показана схема вертикального бифилярного П-образного стояка, который получил распространение в последние годы в панельном строительстве жилых зданий. В этом стояке отопительный прибор каждого помещения делится на две части — одна (слева) с количественным регулированием теплопередачи, другая (справа) нерегулируемая, проточная. В верхнем этаже предусматривается воздушное регулирование теплопередачи проточного отопительного прибора.

В схеме П-образного однотрубного стояка, изображенной на рис. IV.26, *в*, сочетаются преимущества движения воды в отопительном приборе сверху вниз и нижней прокладки обеих магистралей. Восходящую (холостую) часть стояка при этом можно замоноличивать в строительные конструкции здания и превращать в дополнительный панельный проточный отопительный прибор. Присоединение труб к прибору в верхнем этаже показано по схеме на рис. III.17, *в*.

Вертикальные П-образные однотрубные стояки применяют в бесчердачных многоэтажных (три — семь этажей) зданиях, имеющих техническое подполье или подвал. Бифилярные стояки преимущественно ис-

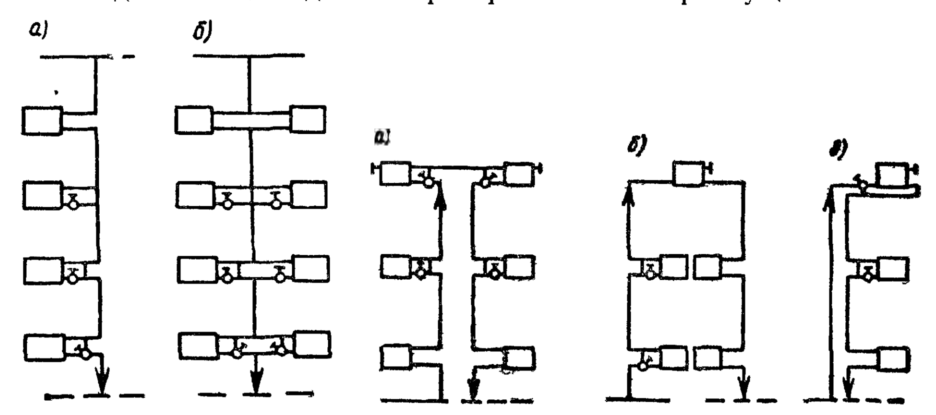


Рис. IV.25. Схемы вертикальных однотрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали с односторонним *а* и двухсторонним *б* присоединением отопительных приборов

Рис. IV.26 Схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей

а — П образный, *б* — П-образный бифилярный, *в* — П-образный с «холостой» восходящей частью

пользуют в полносборном строительстве при внедрении бетонных отопительных панелей, совмещенных со строительными конструкциями, и пофасадного автоматического количественного регулирования их теплопередачи. При строительстве здания в зимнее время система отопления с П-образными стояками может включаться в действие постепенно — поэтажно по мере начала внутренних отделочных работ.

Вертикальные однотрубные стояки при нижней разводке подающей магистрали и верхней прокладке обратной, так называемые стояки с «опрокинутой» циркуляцией воды, стали применять около 10 лет назад (с 1965 г.) в зданиях повышенной этажности (девять и более этажей). На рис. IV.27 показана схема однотрубного стояка с «опрокинутой» циркуляцией воды с проточным узлом в нижнем этаже, со смещенным замыкающим участком во втором этаже и с проточно-регулируемым узлом в верхнем этаже. Преимуществом применения этой схемы является улучшение теплового режима высоких зданий и возможность стандартизации размеров отопительных приборов (когда темп охлаждения воды в стояке соответствует степени уменьшения теплопотерь однотипных помещений по вертикали). Недостатком является некоторое увеличение площади поверхности отопительных приборов при движении воды в них снизу вверх по сравнению с площадью при подаче воды сверху, а также возможность нарушения циркуляции воды при незначи-

тельном сопротивлении стояков (под влиянием различного естественного циркуляционного давления в стояках).

Для большинства рассмотренных схем вертикальных однотрубных стояков характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку. Хотя при этом и увеличивается число стояков, однако это позволяет унифицировать узлы обвязки отопительных приборов как по диаметру, так и по длине труб, что необходимо для интенсификации производства при массовом обезличенном изготовлении. Следует также

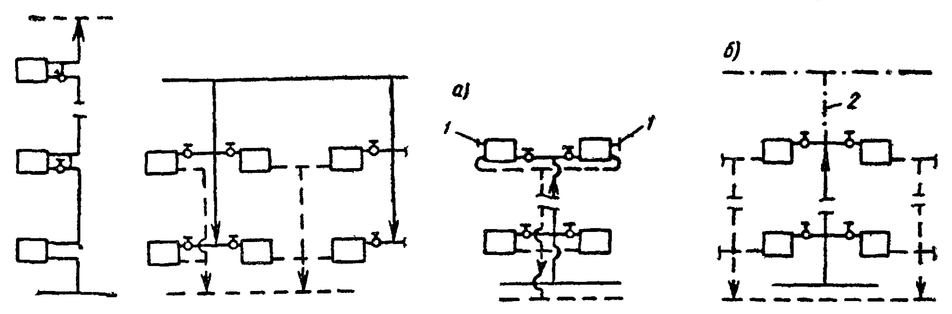


Рис. IV.27. Схема вертикального однотрубного стояка при нижней разводке подающей и верхней прокладке обратной магистрали

Рис. IV.28 Схемы вертикальных двухтрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали (слева — столбовая, справа — цепочечная)

Рис. IV.29. Схемы вертикальных двухтрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей

а — столбовая с воздушными кранами *1* в отопительных приборах верхнего этажа; *б* — цепочечная с воздушной трубой *2*

учитывать, что отопительные приборы из гладких труб малого диаметра (здесь им уподобляются трубы стояков) обладают максимальным коэффициентом теплопередачи в сравнении с отопительными приборами других видов. Следовательно, при увеличении числа открыто прокладываемых стояков уменьшаются размеры основных отопительных приборов.

Вертикальная двухтрубная система. Вертикальные двухтрубные стояки при верхней разводке подающей магистрали применяют в основном при естественной циркуляции воды в системе отопления. При насосной циркуляции воды из-за тепловой ненадежности их используют в системе отопления малоэтажных зданий (два-три этажа).

На рис. IV.28 приведены схемы вертикальных двухтрубных стояков при верхней разводке с односторонним (см. рис. III.15, *б*) (столбовая) и двухсторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. При столбовой (более распространенной) схеме подающий и обратный стояки прокладывают рядом (на рисунке — слева), при цепочечной — разобщенно (справа).

Вертикальные двухтрубные стояки при нижней прокладке обеих магистралей (наиболее распространенная схема вертикальных стояков в зарубежной практике) применяют в малоэтажных (с кранами двойного регулирования у отопительных приборов) и в многоэтажных (с кранами повышенного сопротивления) зданиях. Расширенная об-

ласть применения объясняется большей гидравлической и тепловой надежностью. таких стояков по сравнению с двухтрубными стояками при верхней разводке подающей магистрали.

На рис. IV.29 даны схемы вертикальных двухтрубных стояков при нижней прокладке магистралей также с односторонним (столбовая) и двухсторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. В верхнем этаже присоединение труб показано в столбовой схеме по рис. III.17, *г* с использованием воздушных кранов, в цепочечной схеме — по рис. III.24, *г* при наличии воздушной трубы. Столбовая схема отличается обособлением парных стояков и применением скоб на них для огибания горизонтальных подводок к приборам.

2. СХЕМЫ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ВЕТВЕЙ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Распространение горизонтальных систем отопления обусловлено увеличением протяженности зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций, применением удлиненных световых проемов. В таких зданиях отсутствие простенков и отверстий в перекрытиях затрудняет размещение вертикальных стояков; отопительные приборы уже не группируются, а растягиваются вдоль ленточного остекления для сокращения зоны теплового дискомфорта в помещениях. Понятно, что, соединив отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, можно получить последовательное горизонтальное соединение приборов, характерное для однотрубного стояка. В такой системе с горизонтальными ветвями сокращается по сравнению с вертикальной системой протяженность как стояков, так и магистралей.

Стояки для горизонтальных ветвей прокладывают вертикально (см. рис. I.7, *г*, *д*) во вспомогательных помещениях здания (например, в лестничной клетке или коридоре). Горизонтальные ветви устраивают, как и вертикальные стояки, однотрубными и двухтрубными. В современной насосной системе водяного отопления используют преимущественно горизонтальные однотрубные ветви.

Горизонтальная однотрубная система. На рис. IV.30 даны различные схемы (опять-таки условно) горизонтальных однотрубных ветвей в системе отопления 3-этажного здания. В нижнем этаже показана проточная схема движения воды (см. рис. III.24, *а*) через последовательно соединенные отопительные приборы; воздушные краны устанавливают на каждом приборе (на рисунке слева) или на конечном приборе при наличии воздушной трубы в верхней части группы приборов (справа).

В среднем этаже ветвь изображена с замыкающими участками под отопительными приборами. Приборы присоединяют по схеме снизу — вниз (см. рис. III.17, *д*) для того, чтобы при случайном скоплении воздуха в верхней их части циркуляция воды не прекращалась. При деаэрированной воде возможно присоединение отопительных приборов по схеме сверху — вниз (см. рис. III.24, *в*), способствующей повышению коэффициента теплопередачи при ограниченном расходе воды. Как видно из рисунка, длина замыкающего участка в этих двух случаях определяется длиной отопительного прибора, что усложняет заготовку и монтаж труб. Замыкающий участок стандартной длины получается при одностороннем присоединении труб к отопительному прибору (на рисунке справа). Такой короткий замыкающий участок может выполнять-

ся внутри суженным для повышения сопротивления движению воды в обход отопительного прибора и, следовательно, для увеличения расхода воды в приборе.

В верхнем этаже приведена проточно-регулируемая схема (слева). В горизонтальных системах эта схема распространения не получила вследствие затруднений при установке и пользовании трехходовыми кранами у пола, а также при спуске воды из стояка. В горизонтальные однотрубные ветви часто включаются конвекторы плинтусного типа (на

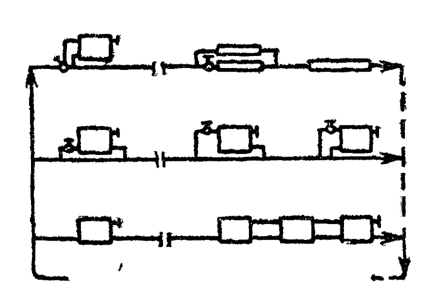


Рис. IV.30. Схемы горизонтальных однотрубных ветвей системы отопления

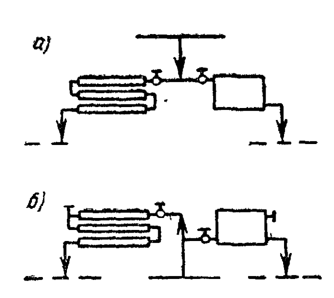


Рис. IV.31. Фрагменты горизонтальной двухтрубной системы отопления с верхней и нижней прокладкой подающей магистрали

рисунке посередине). Перед нижним конвектором устанавливают кран для регулирования теплопередачи и для «продувки» верхнего конвектора в случае скопления воздуха путем местного повышения скорости движения воды. Наконец, при использовании конвектора с воздушным клапаном (например, типа «Комфорт») горизонтальная однотрубная ветвь вновь делается проточной и нерегулируемой (справа).

Схема горизонтальной бифилярной ветви становится ясной из рис. I.7, *д*, если представить, что сначала все верхние, а потом все нижние отопительные приборы последовательно соединяются одной трубой. В таком стояке теплопередачу можно регулировать путем установки приборов с воздушными клапанами или общего (на этаж) регулирующего крана. Схему начали применять около 5 лет назад (приблизительно с 1970 г.).

При проточной схеме необходимо обращать особое внимание на компенсацию теплового удлинения труб, так как каждый закрепленный отопительный прибор фактически является неподвижной опорой.

Горизонтальные однотрубные системы целесообразно применять, помимо указанных выше зданий, для отопления одноэтажных зданий, зданий с периодическим отоплением помещений на разных этажах (например, в зданиях бань и автоматических телефонных станций), старинных зданий со сводчатыми перекрытиями.

Горизонтальная двухтрубная система. Горизонтальное двухтрубное распределение воды по отопительным приборам в каждом этаже применяется в многоэтажных зданиях лишь в тех случаях, когда использование однотрубной схемы невозможно или нецелесообразно. Горизонтальная двухтрубная система отопления чаще предусматривается в одноэтажных зданиях, причем тогда магистрали и стояки функционально совмещаются.

Присоединение труб к отопительным приборам выполняется преимущественно разносторонним (см. рис. III.16, *а*), движение воды в приборах предусматривается по схемам сверху — вниз или снизу — вниз. На рис. IV.31, *а* изображен фрагмент горизонтальной двухтрубной системы отопления одноэтажного здания с верхней разводкой подающей магистрали, на рис. IV.31, *б* — с нижней. При нижней разводке греющей воды в верхней части отопительных приборов устанавливают воздушные краны.

Система по схеме на рис. IV.31, *а* в первую очередь используется при естественной циркуляции, возникающей в основном вследствие охлаждения воды в неизолированных разводящих теплопроводах.

Горизонтальная двухтрубная система с насосной циркуляцией воды по схеме на рис. IV.31, *б* применяется при значительных протяженности и тепловой нагрузке. При этом гидравлическое сопротивление отопительных приборов по возможности увеличивают, используя змеевиковое движение воды в них (на рисунке слева) или краны повышенного сопротивления.

§ 42. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ

Нагревание и охлаждение воды в замкнутом контуре системы отопления, как уже отмечалось, вызывает неоднородное распределение ее плотности. В строго горизонтальной системе отопления это явление не вызывает циркуляции воды. В вертикальной системе под действием гравитационного поля возникает свободное движение, названное *естественной, или гравитационной циркуляцией воды.* Величина естественного циркуляционного, или гравитационного давления, вызывающего циркуляцию воды, *определяется разностью гидростатического давления двух столбов воды равной высоты.*

Охлаждение воды в системе отопления при $t_т > t_в$ происходит непрерывно по мере удаления от теплообменника, на выходе из которого температура воды имеет максимальное значение, и заканчивается при возвращении ее к теплообменнику. Постепенное охлаждение воды в теплопроводах сочетается с резким охлаждением ее в отопительных приборах. Поэтому общее естественное циркуляционное давление в системе можно рассматривать как сумму двух величин: естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в отопительных приборах, $\Delta p_{е\,пр}$ и естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубах, $\Delta p_{е.тр}$:

$$\Delta p_е = \Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е\,тр}. \qquad (IV.31)$$

В большинстве случаев — в системах отопления многоэтажных зданий — первое слагаемое является основным по величине, второе — дополнительным. В частном случае — в одноэтажных зданиях — основным является $\Delta p_{е\,тр}$.

Величина $\Delta p_{е\,пр}$ зависит от типа приборного узла и схемы стояка. Ниже рассматривается ее определение в различных системах отопления.

1. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ ВСЛЕДСТВИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРАХ

Гидростатическое давление по высоте каждого отопительного прибора изменяется из-за охлаждения воды. Запишем величину гидростатического давления, связанную с высотой отопительного прибора $h_{пр}$ и средней плотностью воды в нем $\rho_{ср}$:

$$p = gh_{пр}\rho_{ср}. \qquad (IV.32)$$

Преобразуем это выражение, считая, что плотность воды равномерно изменяется по высоте прибора при постепенном изменении температуры от температуры воды, входящей в прибор, $t_{вх}$ до температуры воды, выходящей из него, $t_{вых}$:

$$p = gh_{пр}\frac{\rho_{вх}+\rho_{вых}}{2} = g\frac{h_{пр}}{2}\rho_{вх} + g\frac{h_{пр}}{2}\rho_{вых}. \qquad (IV.32a)$$

Согласно формуле (IV.32, *а*), получается, что половина отопительного прибора (например, верхняя при движении воды сверху вниз) может считаться заполненной водой с температурой $t_{вх}$ и плотностью $\rho_{вх}$, а другая (нижняя при том же движении воды) — водой с температурой $t_{вых}$ и плотностью $\rho_{вых}$, причем температура и плотность воды скачкообразно изменяются на уровне середины высоты прибора. Это дает основание представить, что в отопительном приборе имеется как бы граница охлаждения воды. Назовем ее *условным центром охлаждения воды* в отопительном приборе и по аналогии подобную же условную границу скачкообразного изменения температуры (и плотности) воды от $t_о$ до $t_г$ в теплообменнике системы отопления — *условным центром нагревания воды.*

При определении естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в отопительных приборах, будем также условно считать, что вода при движении по теплопроводам не охлаждается.

Вертикальная однотрубная система отопления с верхней разводкой подающей магистрали

а) **Проточная и проточно-регулируемая система отопления.** Расчетная схема такой системы отопления представлена на рис. IV.32, *а*. Над отопительными приборами нанесена их тепловая мощность, внутри контура каждого прибора кружком помечен условный центр охлаждения воды Указано также вертикальное расстояние между центрами охлаждения (ц. о.) и центром нагревания (ц. н.) воды.

Расход воды, кг/ч, в стояке при заданных тепловой мощности приборов и температуре воды определяется по формуле (III.2)

$$G_{ст} = \frac{Q_1+Q_2+Q_3}{c\,(t_г - t_о)} = \frac{\Sigma Q_{пр}}{c\cdot\Delta t_{ст}} = \frac{Q_{ст}}{c\cdot\Delta t_{ст}}. \qquad (IV.33)$$

Как видно, расход воды в однотрубном стояке прямо пропорционален суммарной тепловой мощности отопительных приборов $\Sigma Q_{пр}$ (или тепловой нагрузке стояка $Q_{ст}$) и обратно пропорционален перепаду температуры воды в стояке $\Delta t_{ст}$.

Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями $t_г$ и $t_о$ в зависимости от степени ее охлаждения в отопительных приборах. Так, на участке между приборами третьего и второго этажей температура воды с учетом формулы (III.34) составит:

$$t_3 = t_г - \Delta t_{пр_3} = t_г - \frac{Q_3}{c \cdot G_3} = t_г - \frac{Q_3}{c \cdot G_{ст}}.$$

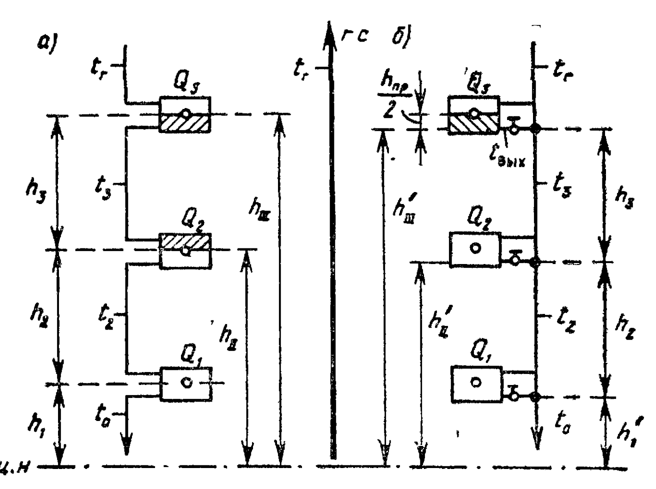


Рис. IV.32. Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при верхней разводке подающей магистрали

а — проточного (и проточно-регулируемого); *б* — с осевыми замыкающими участками

Аналогично

$$t_2 = t_г - \frac{Q_3 + Q_2}{c \cdot G_{ст}}.$$

В общем виде температура воды на i-м участке однотрубного стояка будет равна:

$$t_i = t_г - \frac{\Sigma Q_i}{c \cdot G_{ст}}, \qquad (IV.34)$$

где ΣQ_i — суммарная тепловая мощность всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка (считая по направлению движения воды).

На рис. IV.32, *а* заштрихована половина высоты двух приборов, в которых температура воды равна t_3 по принятому выше условию. Следовательно, можно считать, что температура воды t_3 сохраняется в стояке по высоте h_3, а температура t_2 — по высоте h_2.

Гидростатическое давление в стояке при его высоте, равной $h_3 + h_2 + h_1$ (см. рис. IV.32, *а*), не считая части стояка выше условного центра охлаждения верхнего прибора, где температуру воды принимаем равной температуре в главном стояке, составит:

$$g\,(h_3\rho_3 + h_2\rho_2 + h_1\rho_0).$$

Гидростатическое давление в главном стояке (г. с.) с учетом той же высоты при температуре воды $t_г$

$$g\,(h_3\rho_г + h_2\rho_г + h_1\rho_г).$$

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной проточной и проточно-регулируемой системе отопления с верхней разводкой определяется как разность гидростатического давления

$$\Delta p_{е\,пр} = g\,[h_3(\rho_3 - \rho_г) + h_2(\rho_2 - \rho_г) + h_1(\rho_о - \rho_г)]. \qquad (IV.35)$$

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формуле (IV.35), а следовательно, и величина $\Delta p_{е\,пр}$ будут возрастать.

Запишем полученное выражение для определения $\Delta p_{е\,пр}$ в другом виде (более удобном для вычисления, хотя и менее точном), обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на 1° через $\beta = \frac{\rho_0 - \rho_г}{t_г - t_о}$ кг/(м³·К):

$$\Delta p_{е.пр} = \beta g\,[h_3(t_г - t_3) + h_2(t_г - t_2) + h_1(t_г - t_о)]. \qquad (IV.35а)$$

Для получения более общей и краткой записи формулы для определения естественного циркуляционного давления, возникающего при охлаждении воды в отопительных приборах однотрубного стояка, выразим разность гидростатического давления двух столбов воды высотой h_{III} (см. рис. IV.32, *а*) в виде величины $\beta g h_{III}(t_г - t_3)$ и, дополняя ее в связи с понижением температуры воды на высоте стояка h_{II} от температуры t_3 до t_2 и на высоте h_1 еще от t_2 до t_0, получим:

$$\Delta p_{е.пр} = \beta g\,[h_{III}(t_г - t_3) + h_{II}(t_3 - t_2) + h_1(t_2 - t_о)].$$

Учитывая, что $t_г - t_3 = \Delta t_{пр_3} = \frac{Q_3}{c \cdot G_{ст}}$ и т. д., найдем,

$$\Delta p_{е.пр} = \frac{\beta g}{c \cdot G_{ст}}\,(h_{III} Q_3 + h_{II} Q_2 + h_I Q_1).$$

В общем виде при N отопительных приборах

$$\Delta p_{е.пр} = \frac{\beta g}{c \cdot G_{ст}} \sum_1^N (Q_i h_i), \qquad (IV.36)$$

где $Q_i h_i$ — произведение тепловой мощности i-го прибора на вертикальное расстояние от его условного центра охлаждения до центра нагревания воды в системе.

Пример IV 1. Для трехэтажного стояка на рис IV 32, *а* тепловая мощность отопительных приборов составляет $Q_3 = 1163$ Вт, $Q_2 = 930$ Вт, $Q_1 = 1396$ Вт; высота $h_3 = h_2 = 3$ м, $h_1 = 2$ м, температура воды $t_г = 95°$ С, $t_о = 70°$ С, $\beta = 0{,}64$ кг/(м³·К). Требуется определить естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах

1 Расход воды в стояке по формуле (IV.33) составит:

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{c \cdot \Delta t_{ст}} = \frac{3{,}6\,(1163 + 930 + 1396)}{4{,}187\,(95 - 70)} = 120 \text{ кг/ч}.$$

2 Температура воды на участках стояка по формуле (IV.34) будет равна:

$$t_3 = t_г - \frac{Q_3}{c \cdot G_{ст}} = 95 - \frac{3{,}6 \cdot 1163}{4{,}187 \cdot 120} = 86{,}7° \text{ С},$$

$$t_2 = t_г - \frac{Q_3 + Q_2}{c \cdot G_{ст}} = 95 - \frac{3{,}6\,(1163 + 930)}{4{,}187 \cdot 120} = 80° \text{ С}.$$

3. Естественное циркуляционное давление по формуле (IV 35а) будет равно:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \beta g\, [h_3 (t_г - t_3) + h_2 (t_г - t_2) + h_1 (t_г - t_о)] =$$

$$= 0{,}64 \cdot 9{,}81\, [3\,(95 - 86{,}7) + 3\,(95 - 80) + 2\,(95 - 70)] = 753{,}4 \text{ Па } (76{,}8 \text{ кгс/м}^2)$$

4. Естественное циркуляционное давление по формуле (IV.36) при $h_{III} = h_3 + h_2 + h_1 = 8$ м и $h_{II} = h_2 + h_1 = 5$ м:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{\beta g}{c \cdot G_{\text{ст}}} \sum_{1}^{N} (Q_i\, h_i) = \frac{0{,}64 \cdot 9{,}81}{4{,}187 \cdot 120} (1163 \cdot 8 + 930 \cdot 5 + 1396 \cdot 2) \cdot 3{,}6 =$$

$$= 753{,}4 \text{ Па } (76{,}8 \text{ кгс/м}^2).$$

б) Система отопления с замыкающими участками. Расчетная схема системы изображена на рис. IV.32, *б*. Расход воды в стояке определяется по формуле (IV.33), температура воды на каждом участке стояка — по формуле (IV.34). Очевидно, что при равных тепловой мощности отопительных приборов и начальной температуре расход и температура воды на участках как стояка с замыкающими участками, так и проточного стояка (см. рис. IV.32, *а*) одинаковы.

Однако в рассматриваемой системе температура и плотность воды изменяются не только в отопительных приборах (условные центры охлаждения — кружки внутри контура приборов), но и в точках стояка (черные точки на рисунке), где смешивается вода, подтекающая из прибора и из замыкающего участка.

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с замыкающими участками при верхней разводке равняется [по аналогии с формулой (IV.35)]:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g\left[h_3 (\rho_3 - \rho_г) + h_2 (\rho_2 - \rho_г) + h_1' (\rho_о - \rho_г)\right]. \tag{IV.37}$$

Некоторое различие в величине естественного циркуляционного давления по формулам (IV.35) и (IV.37) определяется тем, что $h_1 > h_1'$ на $0{,}5\, h_{\text{пр}}$.

При использовании в данном случае формулы (IV 36) высота h_i определяется вертикальным расстоянием от центра нагревания до центра охлаждения в стояке, т. е. до той точки, где в стояке изменяется температура воды.

В стояке с замыкающими участками имеются также так называемые малые циркуляционные кольца у каждого отопительного прибора, образованные подводками к прибору и замыкающим участком. Так как уровни расположения центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на $0{,}5\, h_{\text{пр}}$ (см. рис. IV.32, *б*), то в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление. Величина его определяется по рисунку (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру $t_{\text{вых}}$, в замыкающем участке $t_{\text{вх}}$):

$$\Delta p_{\text{е мал}} = g\, \frac{h_{\text{пр}}}{2} (\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \tag{IV.38}$$

где $\rho_{\text{вых}}$ и $\rho_{\text{вх}}$ — плотность воды соответственно при температуре $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ (для прибора третьего этажа на рисунке $t_{\text{вх}} = t_г$, $t_{\text{вых}} < t_3$).

Можно также определить естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце в другом виде как разность гидростати-

ческого давления по высоте прибора [по формуле (IV.32)] и замыкающего участка:

$$\Delta p_{е.мал} = g h_{пр} (\rho_{ср} - \rho_{з.у}), \qquad (IV.38a)$$

где $\rho_{з.у}$ — плотность воды при ее температуре в замыкающем участке.

Следует отметить, что в параллельно соединенных участках малого циркуляционного кольца протекают два различных потока воды. Один поток с расходом $G_{пр}$, передавая через прибор в помещение тепло $Q_{пр}$, охлаждается до температуры $t_{вых}$. Другой в количестве $G_{з.у} = G_{ст} - G_{пр}$ сохраняет свою температуру, равную $t_{вх}$. В точке смешения этих двух потоков один из них несколько нагревается (вода из прибора), второй охлаждается (вода из замыкающего участка). Поэтому температуру воды в участках стояка (например, t_3) часто называют температурой смеси.

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце при движении воды в стояке сверху вниз способствует возрастанию расхода воды в приборе или, как принято говорить, увеличению затекания воды в отопительный прибор.

Вертикальная однотрубная система отопления с нижней прокладкой обеих магистралей

а) Проточная и проточно-регулируемая система отопления. Расчетная схема стояка системы представлена на рис. IV.33, *а*.

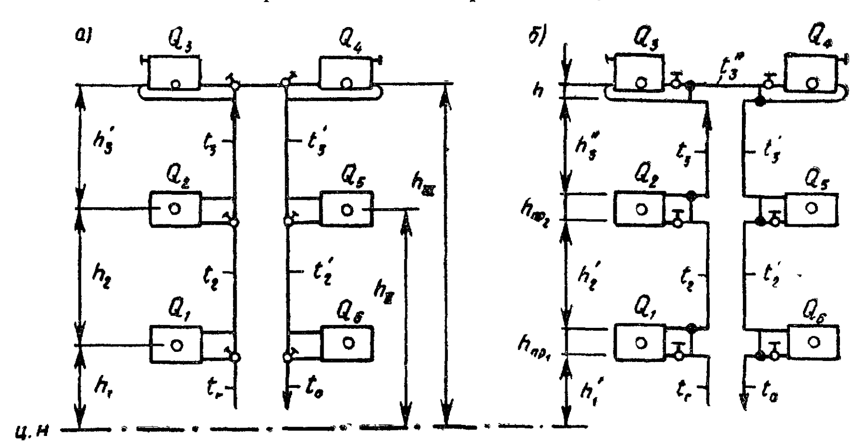


Рис. IV.33 Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней прокладке обеих магистралей

а — проточно-регулируемого; *б* — со смещенными замыкающими участками

Присоединение приборов верхнего этажа показано по схеме снизу — вниз, как более выгодной при значительном расходе воды (см. главу III). Расход воды в стояке определяется по формуле (IV.33), температура воды на каждом участке стояка — по формуле (IV.34).

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с П-образными стояками проточного и проточно-регулируемого типа находят как разность гидростатического давления в нисходящей и восходящей частях стояка:

$$\Delta p_{е.пр} = g\left[h_3'(\rho_3' - \rho_3) + h_2(\rho_2' - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_г)\right]. \qquad (IV.39)$$

Формула (IV.36) общего вида действительна в данном случае без изменения. Положение условного центра охлаждения в верхних отопительных приборах (кружки) устанавливается с точки зрения естественного циркуляционного давления, действующего в стояке. Имеющаяся неоднородность плотности воды по высоте этих приборов вызывает лишь внутреннюю циркуляцию и не отражается на циркуляции воды в стояке.

б) Система отопления с замыкающими участками. На расчетной схеме стояка (рис. IV.33, *б*) показаны условные центры охлаждения воды в отопительных приборах (кружки) и центры охлаждения воды в стояке (черные точки). Видно, что центр охлаждения воды в восходящей части стояка расположен выше, а в нисходящей — ниже соответствующего условного центра охлаждения воды в отопительном приборе.

Расход и температура воды в стояке определяются по формулам (IV.33) и (IV.34), естественное циркуляционное давление — по формуле (IV.36).

В другом, более наглядном, хотя и довольно громоздком виде, естественное циркуляционное давление в вертикальной П-образной однотрубной системе с замыкающими участками равно:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g\left[h'\left(\rho_3'' - \rho_3\right) + h_3''\left(\rho_3' - \rho_3\right) + h_{\text{пр}_2}\left(\rho_3' - \rho_2\right) + h_2'\left(\rho_2' - \rho_2\right) + h_{\text{пр}_1}\left(\rho_2' - \rho_{\text{г}}\right) + h_1'\left(\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{г}}\right)\right]. \qquad \text{(IV.40)}$$

Естественное циркуляционное давление в малых циркуляционных кольцах отопительных приборов (кроме приборов верхнего этажа) определяется по формуле (IV.38) или (IV.38а). В нисходящей (правой на рис. IV.33, *б*) части стояка естественное циркуляционное давление в каждом малом циркуляционном кольце, как было отмечено, способствует затеканию воды в отопительные приборы. Напротив, в восходящей (левой) части стояка оно противодействует затеканию воды и относительно уменьшает расход воды в приборах, что неблагоприятно отражается на размерах нагревательной поверхности приборов, особенно высоких и водоемких.

Формулы (IV.39) и (IV.40) относятся также к вертикальной бифилярной схеме стояка.

Вертикальная однотрубная система отопления с нижней разводкой подающей магистрали и верхней прокладкой обратной (с «опрокинутой» циркуляцией воды в стояках)

а) Проточная и проточно-регулируемая система отопления. Расчетная схема показана на рис. IV.34, *а* для здания, имеющего N этажей. Расход и температура воды определяются по-прежнему по формулам (IV.33) и (IV.34). Естественное циркуляционное давление находят по формуле (IV.36) или как разность гидростатического давления в главном обратном стояке (г. с) и в рассматриваемом стояке:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g\left[h_{N+1}(\rho_{\text{о}} - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_{\text{о}} - \rho_N) + \dots + h_2(\rho_{\text{о}} - \rho_2) + h_1(\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{г}})\right]. \qquad \text{(IV.41)}$$

Формула (IV.41) позволяет учесть отличие температуры воды t_{N+1}, выходящей из рассматриваемого стояка, от температуры воды в главном обратном стояке.

б) Система отопления с замыкающими участками. Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе с «опрокинутой» циркуляцией воды и с замыкающими участками на стояках (рис. IV.34, *б*) определяется по формуле, отличающейся от формулы (IV.41) только в связи с появлением центров охлаждения на стояке (черные точки на рисунке):

$$\Delta p_{\text{е пр}} = g\left[h'_{N+1}(\rho_о - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_о - \rho_N) + \dots + h_2(\rho_о - \rho_2) + \right.$$
$$\left. + h''_1(\rho_о - \rho_г)\right]. \quad \text{(IV.42)}$$

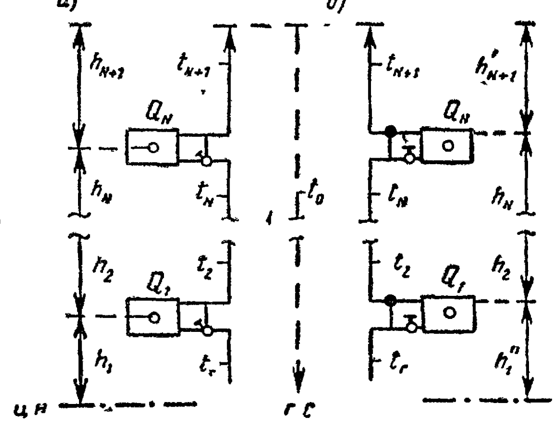


Рис. IV.34. Расчетные схемы вертикальных однотрубных стояков при нижней разводке подающей магистрали и верхней прокладке обратной

а — проточно регулируемого, *б* — со смещенными замыкающими участками

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого отопительного прибора находят по-прежнему по формуле (IV.38) или (IV.38а). Очевидно, что в данной системе оно противодействует затеканию воды во все отопительные приборы. Следовательно, в системе отопления с «опрокинутой» циркуляцией воды при наличии замыкающих участков увеличивается площадь отопительных приборов.

На основании полученных формул можно сделать следующие выводы:

1. В циркуляционных кольцах вертикальных однотрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, зависит от высоты здания, возрастает с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует в циркуляционных кольцах каждого стояка как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы стояка.

2. В малых циркуляционных кольцах отопительных приборов в вертикальных однотрубных системах с замыкающими участками возникает собственное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это гравитационное давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу вверх.

Вертикальная двухтрубная система отопления с верхней разводкой подающей магистрали

При параллельном соединении отопительных приборов в двухтрубном стояке для каждого из приборов образуется собственное циркуля-

ционное кольцо. На рис. IV.35 для упрощения изображены всего два прибора. В циркуляционном кольце через нижний прибор двухтрубной системы возникает естественное циркуляционное давление, равное [см. вывод формулы (IV.35)]:

$$\Delta p^{I}_{\text{е.пр}} = g h_1 (\rho_о - \rho_г); \tag{IV.43}$$

в циркуляционном кольце через прибор второго этажа

$$\Delta p^{II}_{\text{е.пр}} = g (h_1 + h_2)(\rho_о - \rho_г) = \Delta p^{I}_{\text{е.пр}} + g h_2 (\rho_о - \rho_г). \tag{IV.44}$$

Естественное циркуляционное давление в обоих кольцах заметно отличается: в кольце через прибор второго этажа оно больше на величину

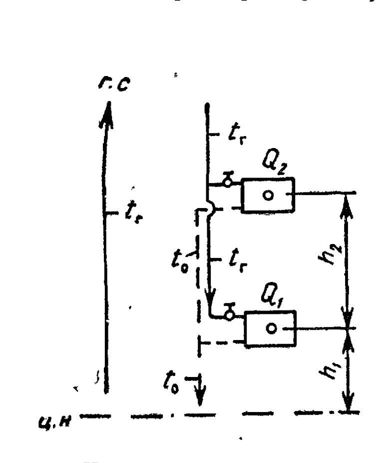


Рис. IV.35. Расчетная схема вертикального двухтрубного стояка при верхней разводке подающей магистрали

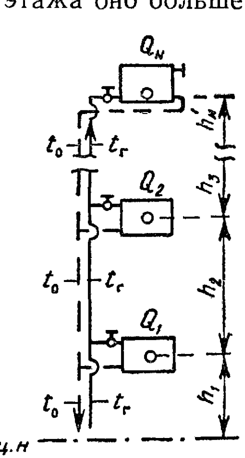


Рис. IV.36. Расчетная схема вертикального двухтрубного стояка при нижней прокладке обеих магистралей

второго слагаемого в формуле (IV.44) в связи с увеличением на высоту второго этажа вертикального расстояния от условного центра охлаждения до центра нагревания в системе.

Вертикальная двухтрубная система отопления с нижней прокладкой обеих магистралей

На схеме двухтрубного стояка (рис. IV.36) показаны отопительные приборы первого, второго и N-ого этажей. Для каждого отопительного прибора здесь также образуется отдельное циркуляционное кольцо с собственным естественным циркуляционным давлением.

В кольце двухтрубной системы через отопительный прибор первого этажа действует естественное циркуляционное давление, определяемое по формуле (IV.43), в кольце через прибор второго этажа — давление по формуле (IV.44) и т. д., наконец, в кольце двухтрубной системы через прибор N-го этажа:

$$\Delta p^{N}_{\text{е.пр}} = g (h_1 + h_2 + \dots + h'_N)(\rho_о - \rho_г) = \Delta p^{N-1}_{\text{е.пр}} + g h'_N (\rho_о - \rho_г). \tag{IV.45}$$

В вертикальных двухтрубных системах отопления как с верхней, так и с нижней разводкой в подобных циркуляционных кольцах действует одинаковое естественное циркуляционное давление Его величина в каждом циркуляционном кольце определяется вертикальным расстоянием между условными центрами охлаждения и нагревания.

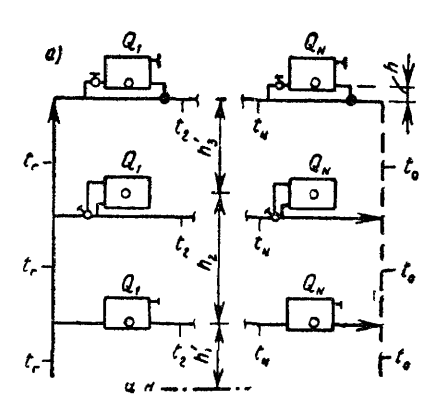
На основании формул (IV.43)—(IV.45) можно сделать следующие выводы.

1. В циркуляционных кольцах вертикальных двухтрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, различно для циркуляционных колец отопительных приборов одного и того же стояка, находящихся на разной высоте.

2. Естественное циркуляционное давление действует для таких приборов независимо, влияя в различной степени на циркуляцию воды через каждый отопительный прибор.

Горизонтальная однотрубная система отопления

В горизонтальной однотрубной системе отопления последовательно соединенные отопительные приборы на каждом этаже располагаются на одной высоте над центром нагревания. Промежуточное изменение тем-



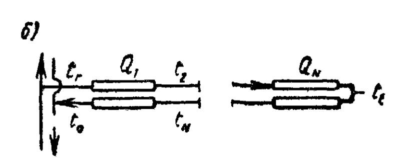


Рис IV 37 Расчетные схемы горизонтальной однотрубной системы отопления

а — с проточной ветвью в первом этаже, с проточно регулируемой ветвью во втором этаже, с замыкающими участками в третьем этаже, *б* — с бифилярными ветвями

пературы и плотности по горизонтали из-за охлаждения воды в приборах не отражается на величине естественного циркуляционного давления, которое, как и в двухтрубной системе, определяют по формулам (IV.43)—(IV.45) в зависимости от разности гидростатического давления в вертикальных участках стояков.

В горизонтальной однотрубной системе отопления с приборами, соединенными по проточной (рис IV 37, *а* — первый этаж) и по проточно-регулируемой схеме (рис IV.37, *а* — второй этаж), естественное цирку-

ляционное давление различно в кольцах через приборы каждого этажа и определяется по выражениям:

$$\Delta p^{I}_{е\,пр} = gh'_1 (\rho_о - \rho_г);$$

$$\Delta p^{II}_{е.пр} = g (h'_1 + h_2) (\rho_о - \rho_г) \text{ и т. д.}$$

В горизонтальной однотрубной системе с замыкающими участками у отопительных приборов (рис. IV.37, *а* — третий этаж) возникает не только различное естественное циркуляционное давление в кольцах через стояки каждого этажа (формулы те же, высота — до условных центров схлаждения, изображенных на рисунке чèрными точками), но и собственное естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого прибора. Величину его можно определить по формуле, написанной по аналогии с формулой (IV.38):

$$\Delta p_{е\,мал} = gh' (\rho_{вых} - \rho_{вх}), \quad \text{(IV.46)}$$

где h' — вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в приборе и в стояке (см рис. IV.37, *а*).

Формулы (IV.43)—(IV.45) относятся также к горизонтальной бифилярной схеме, изображенной на рис. IV.37, *б*.

Перейдем к рассмотрению второго из слагаемых в формуле (IV.31).

2. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ, ВОЗНИКАЮЩЕЕ ВСЛЕДСТВИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ТРУБАХ

Гидростатическое давление по высоте каждого участка теплопровода, как и по высоте отопительного прибора, изменяется из-за охлаждения воды. Гидростатическое давление в вертикальном участке трубы длиной l при средней плотности воды $\rho_{ср}$ составляет:

$$p = gl\rho_{ср}. \quad \text{(IV.47)}$$

Преобразуем это выражение подобно формуле (IV.32) в зависимости от начальной и конечной температуры воды на участке:

$$p = gl \frac{\rho_{нач} + \rho_{кон}}{2} = g \frac{l}{2} \rho_{нач} + g \frac{l}{2} \rho_{кон}. \quad \text{(IV.47а)}$$

Очевидно, как и для отопительного прибора, можно представить, что в каждом участке теплопровода имеется условный центр охлаждения воды, находящийся посередине его длины, а до и после этого центра плотность воды на длине 0,5 l может считаться постоянной.

При выводе формулы для определения естественного циркуляционного давления, возникающего из-за охлаждения воды в трубах, примем, что в циркуляционном кольце отопительные приборы отсутствуют и вода охлаждается только при движении по трубам.

Рассмотрим схему такого циркуляционного кольца (рис. IV.38, *а*), в котором при определенном расходе G плотность воды постепенно возрастает от значения ρ_1 при температуре t_1 (после центра нагревания) до значения ρ_5 при температуре t_5 (перед центром нагревания). На стыках вертикальных и горизонтальных участков покажем промежуточные значения плотности воды. Тогда естественное циркуляционное давление, возникающее из-за охлаждения воды в трубах, может быть найдено как

разность гидростатического давления двух столбов воды высотой h, имеющей различную среднюю плотность:

$$\Delta p_{\text{е тр}} = gh\left(\frac{\rho_3+\rho_4}{2} - \frac{\rho_1+\rho_2}{2}\right). \qquad \text{(IV 48)}$$

Это же циркуляционное давление может быть получено в другом виде с использованием условных центров охлаждения воды в трубах (рис. IV.38, *б*), находящихся на некоторой высоте над плоскостью отсчета *1—1*:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g\,[(h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)]. \qquad \text{(IV.48а)}$$

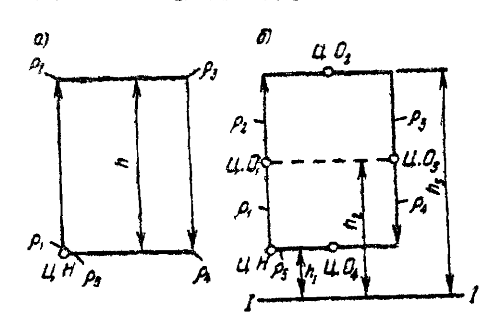


Рис. IV.38. Схемы циркуляционного кольца системы отопления без отопительных приборов с центром нагревания (ц. н.)

а — при постепенном охлаждении воды в трубах; *б* — при введении условных центров охлаждения (ц о)

В циркуляционном кольце теплопроводов с произвольным расположением условных центров нагревания и охлаждения (рис. IV.39) естественное циркуляционное давление, возникающее из-за охлаждения воды

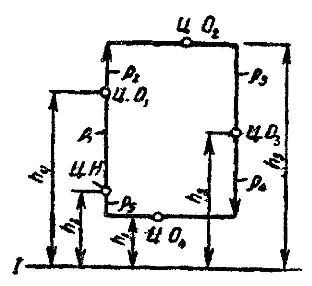


Рис. IV.39. Схема циркуляционного кольца системы отопления с произвольно расположенными центрами нагревания (ц. н) и охлаждения (ц о.)

в трубах, найдем по-прежнему как разность гидростатического давления двух столбов воды:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g\,[(h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) + (h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) + (h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_5)];$$

или после преобразования

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g\,[h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) + h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)]. \qquad \text{(IV.48б)}$$

В последнем уравнении вертикальное расстояние от центра охлаждения или нагревания до плоскости отсчета *1—1* умножается на разность плотности воды после и до каждого центра (считая по направлению движения воды). При этом охлаждение увеличивает циркуляционное давление, нагревание над каким-либо центром охлаждения его уменьшает (так как $\rho_1 < \rho_5$, то четвертое слагаемое в уравнении получает отрицательное значение).

Уравнение (IV.48 б) перепишем в общем виде:

$$\Delta p_{е.тр}=g\sum_{1}^{N}h_i(\rho_{i+1}-\rho_i). \qquad (IV.49)$$

Таким образом, можно сделать вывод: естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах циркуляционного кольца, состоящего из N участков, складывается из произведений высоты расположения условного центра охлаждения или нагревания каждого участка над некоторой плоскостью на разность плотности воды в концах участка. Очевидно, что циркуляционное давление тем больше, чем выше расположен центр охлаждения над центром нагревания (обычно за плоскость отсчета принимается плоскость, проходящая через центр нагревания), и, наоборот, при расположении центра охлаждения ниже центра нагревания (ц. $о_4$ на рис. IV.39) уменьшается циркуляционное давление. Следовательно, в системе отопления с верхней разводкой $\Delta p_{е.тр}$ всегда больше, чем в системе с нижней прокладкой магистралей.

§ 43. РАСЧЕТНОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ

Под расчетным понимается циркуляционное давление, выбираемое для поддержания расчетного гидравлического режима системы отопления. Величина расчетного циркуляционного давления является исходной для гидравлического расчета и выражает располагаемое гидравлическое давление (насосное и гравитационное), которое в расчетных условиях может быть израсходовано на преодоление линейных и местных сопротивлений движению воды в системе отопления.

Циркуляционное давление, создаваемое насосом, постоянно в определенной рабочей точке его характеристики. Естественное циркуляционное давление подвержено непрерывному изменению вследствие увеличения или уменьшения различия в плотности воды при качественном регулировании в процессе эксплуатации системы отопления (см., например, рис. IV.40).

Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ в системе водяного отопления в общем виде определяется по формуле

$$\Delta p_р=\Delta p_н+Б\Delta p_е \qquad (IV.50)$$

или

$$\Delta p_р=\Delta p_н+Б\,(\Delta p_{е.пр}+\Delta p_{е.тр}),$$

где $\Delta p_н$ — циркуляционное давление, создаваемое насосом, или часть его давления, передаваемая в местную систему отопления через водоструйный элеватор;

$\Delta p_{е.пр}$ и $\Delta p_{е.тр}$ — естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды, нагретой до расчетной температуры, соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы отопления;

Б — поправочный коэффициент, учитывающий величину естественного циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе (Б $\leqslant$ 1).

Изменение естественного циркуляционного давления вызывает отклонение от расчетного гидравлического режима системы отопления. По

характеру воздействия естественного циркуляционного давления на циркуляцию воды в стояках все насосные системы можно разделить на две группы: вертикальные однотрубные — в одной группе, двухтрубные и горизонтальные однотрубные — в другой.

Расчетный гидравлический режим в этих группах систем, с целью повышения их тепловой надежности, приурочивается к определенному периоду отопительного сезона.

Для вертикальных однотрубных насосных систем, а также для любого вида систем отопления с естественной циркуляцией воды этот период соответствует температуре наружного воздуха, расчетной для отопления зданий в данной местности. При этой температуре естественное циркуляционное давление достигает своего максимального значения, коэффициент Б=1 и формула (IV.50) принимает вид:

$$\Delta p_{р} = \Delta p_{н} + \Delta p_{е}. \qquad (IV.51)$$

Для двухтрубных и горизонтальных однотрубных насосных систем отопления этот период относится ко времени наиболее длительного стояния одной и той же температуры наружного воздуха. Как известно из главы I, для большинства районов Советского Союза это время стояния средней температуры отопительного сезона. При такой температуре в системе отопления возникает естественное циркуляционное давление, составляющее не менее 40% максимального его значения. Поэтому для двухтрубных и горизонтальных однотрубных насосных систем отопления коэффициент Б=0,4 и формула (IV.50) принимает вид:

$$\Delta p_{р} = \Delta p_{н} + 0{,}4\,\Delta p_{е}. \qquad (IV.52)$$

Выбор различных периодов отопительного сезона для расчета гидравлического режима двух групп насосных систем отопления делается с целью сохранения возможно дольше расчетного теплового режима в помещениях и является одним из мероприятий по обеспечению тепловой надежности тех или иных систем отопления.

Под тепловой надежностью системы (часто употребляется термин устойчивость) понимается ее способность передавать в каждое помещение тепловой поток, необходимый для поддержания равномерной температуры воздуха в помещении, путем пропорционального изменения теплопередачи всех отопительных приборов при изменении температуры и расхода воды в системе.

Для обеспечения тепловой надежности системы водяного отопления в течение отопительного сезона осуществляется эксплуатационное регулирование: качественное — путем изменения температуры греющей воды и количественное — путем изменения расходы воды.

Изменение температуры воды в системах отопления производится по графикам расхода тепла. Пример такого графика для однотрубной системы с расчетной температурой воды 95—70 °С представлен на рис. IV.40. На этом рисунке показано также оптимальное изменение расхода воды в системе.

Из рисунка видно, что в вертикальной однотрубной системе отопления расход воды целесообразно сокращать одновременно с понижением температуры воды по мере повышения температуры наружного воздуха, причем при температуре +10 °С расход воды должен составлять около 60% расчетного. В системе, если она не автоматизирована, роль количественного регулятора предназначается естественному циркуляционно-

му давлению, изменение которого, как установлено выше, влияет в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка. Этим объясняется вид формулы (IV.51) для определения расчетного циркуляционного давления в вертикальных однотрубных насосных системах отопления.

Сказанное графически иллюстрируется рис. IV.41, на котором показаны отрезок суммарной характеристики насосного $\Delta p_н$ и гравитационного $\Delta p_е$ давлений, а также характеристика системы отопления (пунктиром). В рабочей точке *А* под влиянием этих давлений обеспечивается

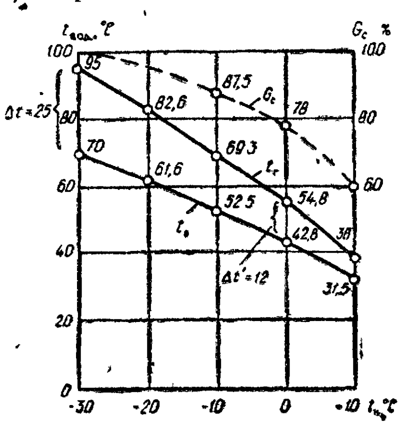


Рис. IV.40. График оптимального режима температуры и расхода воды в вертикальной однотрубной системе отопления

$t_г$ — температура горячей воды; $t_о$ — температура обратной воды; $G_с$ — расход воды в системе; $t_н$ — температура наружного воздуха

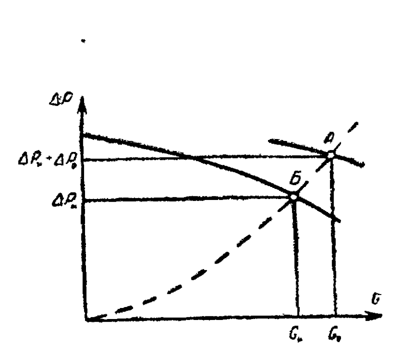


Рис. IV.41. Влияние естественного циркуляционного давления $\Delta p_е$ на расход воды в вертикальной однотрубной насосной системе отопления

расчетный расход воды в системе $G_с$ (при низкой температуре наружного воздуха), в рабочей точке *Б* расход воды равен $G_н < G_с$ (при высокой температуре наружного воздуха, когда $\Delta p_е$ близко к нулю). Понятно, что при помощи естественного циркуляционного давления можно лишь в отдельных случаях осуществить надлежащее количественное регулирование вертикальных однотрубных систем отопления и оптимальный гидравлический режим достигается только при автоматическом регулировании.

В циркуляционных кольцах вертикальной двухтрубной системы отопления естественное циркуляционное давление (это также уже известно) различно по величине и независимо по действию. В результате его изменения нарушается расчетный гидравлический режим отопительных приборов каждого стояка. Вода, поступающая в стояк, перераспределяется между приборами: в холодный период отопительного сезона ($t_н < t_{ср.о}$) увеличивается против расчетного расход воды в приборах верхних этажей при сокращении расхода в нижних приборах; в теплый период ($t_н > t_{ср.о}$) возрастает расход воды в нижних приборах за счет верхних. Возникает вертикальное тепловое разрегулирование системы.

Выбор расчетного циркуляционного давления по формуле (IV.52) создает условия для длительного действия отопительных приборов двухтрубной насосной системы в расчетном гидравлическом режиме с со-

хранением тепловой надежности. Это также способствует уменьшению вертикального теплового разрегулирования системы при низкой и высокой температуре наружного воздуха по сравнению со случаем, когда расчетное циркуляционное давление в такой системе определяется по формуле (IV.51).

§ 44. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлический расчет системы отопления на основе расчетного циркуляционного давления представляет собой отдельный этап проектирования. Этот расчет выполняется после определения тепловых нагрузок, выбора и конструирования системы, рассмотренных в предыдущих главах. Таким образом, проектирование системы можно разделить на четыре этапа, характерные не только для систем водяного, но и для систем парового и воздушного отопления.

Исходными данными для проектирования системы отопления служат: назначение, планировка и строительные конструкции здания; положение здания на местности; климатологические показатели для местности; источник теплоснабжения; температура и влажность воздуха в основных помещениях.

Расчет теплового режима. После проведения теплотехнического расчета наружных ограждений, расчета теплового режима в помещениях определяются теплопотери, подлежащие возмещению при помощи отопительных приборов. Расчеты выполняются с использованием сведений, изложенных в главах I и II.

Выбор системы. На этом этапе проектирования выбираются расчетная температура (параметры) воды, вид отопительных приборов и конструкция системы отопления с технико-экономическим обоснованием принятого решения в необходимых случаях. На основании сведений, приведенных в главах I, III, IV, можно установить следующие положения для выбора конструкции системы отопления.

В многоэтажных зданиях, имеющих более трех этажей, проектируются преимущественно вертикальные однотрубные системы отопления. В бесчердачных зданиях средней этажности используются однотрубные системы с нижней прокладкой обеих магистралей. В зданиях повышенной этажности применяются однотрубные системы с нижней разводкой подающей магистрали для создания «опрокинутой» циркуляции воды в стояках.

В зданиях массового строительства предпочтение отдается однотрубному стояку унифицированной конструкции, имеющему один диаметр и повторяющуюся длину его элементов.

В зданиях ограниченного объема, имеющих разноэтажные части, устраиваются двухтрубные системы с нижней прокладкой обеих магистралей. В одноэтажных зданиях, в двух-трехэтажных пристройках к главному зданию используются в основном горизонтальные однотрубные системы, могут применяться и двухтрубные системы с верхней разводкой подающей магистрали.

Чем выше здание, тем меньше должно быть гидравлическое сопротивление узла каждого отопительного прибора вертикального однотрубного стояка, и, наоборот, тем больше должно быть сопротивление каждого приборного узла двухтрубного стояка или горизонтальной однотрубной ветви.

Конструирование системы. Размещают отопительные приборы и стояки на планах каждого этажа, отопительное оборудование в тепловом пункте здания, расширительный бак (если он имеется) и магистрали системы.

Магистрали предусматриваются раздельными для отопительных приборов постоянного действия, для воздухонагревателей лестничных клеток и воздушно-тепловых завес, для отопительных приборов дежурного или периодического действия. Рекомендуется при трассировке магистралей предусматривать возможность пофасадного регулирования действия системы отопления.

При размещении магистралей принимаются также решения по величине и направлению уклона, по компенсации удлинения и тепловой изоляции труб, по организации движения, сбора и удаления воздуха, по спуску и наполнению водой системы и стояков, по выбору и размещению арматуры.

Этот этап проектирования завершается конструированием схемы труб и приборов системы отопления, основного чертежа, по которому можно выявить циркуляционные кольца системы, разделить их на участки и нанести тепловые нагрузки.

Термин *«участок»*, встречающийся ранее, означает отрезок трубы, по которому протекает при определенной температуре неизменное количество воды.

Тепловая нагрузка отопительного прибора определяет тепловой поток, подводимый в расчетных условиях к прибору теплоносителем — водой. Этот тепловой поток $Q_т$ по уравнению (III.1) принимается равным тепловому потоку $Q_{пр}$, передаваемому прибором в помещение. Точнее, при установке отопительного прибора у наружной стены под окном $Q_т > Q_{пр}$ приблизительно на 5%. Различие в тепловых потоках обусловлено увеличением теплопотери через наружную стену вследствие повышения температуры ее внутренней поверхности, непосредственно облучаемой прибором (см. главу III).

Тепловая нагрузка участка определяет тепловой поток, передающийся в помещения от воды, протекающей по участку. Этот тепловой поток равняется сумме тепловых нагрузок отопительных приборов. Для участка подающего теплопровода он выражает количество тепла, подлежащее передаче от горячей воды на ее дальнейшем пути, для участка обратного теплопровода — количество тепла, отведенное от охлажденной воды. Тепловая нагрузка участка носит условный характер и в действительности выражает расход воды на участке — величину, необходимую для гидравлического расчета.

Например, если тепловая нагрузка участка обратного теплопровода равняется 7000 Вт (6000 ккал/ч), то это означает, что вода, протекающая по участку, передала в помещения тепловой поток в 7000 Вт (6000 ккал/ч). Если же при этом вода охладилась на 25°, то по участку протекает 240 кг/ч воды [согласно формуле (IV.2)].

Расчет системы состоит из гидравлического расчета (глава V) и теплового расчета нагревательной поверхности труб и приборов (глава III).

Гидравлический и тепловой расчеты системы отопления взаимно связаны, и, строго говоря, требуется многократное повторение расчетов по методу итерации для выявления действительного расхода воды и необходимой площади нагревательной поверхности приборов. Поэтому наиболее точным является расчет системы на ЭЦВМ.

При ручном счете расчет повторяется 1—2 раза, причем гидравлический и тепловой расчеты выполняются в различной очередности.

В первом случае тепловой расчет отопительных приборов предшествует гидравлическому расчету. Это случай, когда длина греющих элементов отопительных приборов существенно влияет на гидравлическое сопротивление стояка. К таким приборам относятся конвекторы, панели и ребристые трубы, основанные на применении греющих труб $d_у$ 15 и 20 мм. Тогда до гидравлического расчета определяется предварительная длина труб приборов, а после уточнения расхода и температуры воды в стояках вносятся поправки в размеры приборов.

Окончательный тепловой расчет любых приборов может выполняться сразу (до гидравлического расчета) в двухтрубных системах при скрытой прокладке стояков и подводок к приборам.

Во втором случае, наоборот, гидравлический расчет предшествует тепловому расчету приборов. Это случай, когда длина приборов практически не отражается на гидравлическом сопротивлении стояка. К таким приборам относятся радиаторы, полые панели, ребристые и гладкие трубы $d_у$=50—100 мм. В результате гидравлического расчета определяются диаметр труб, расход и температура воды в стояках, а затем размер отопительных приборов с учетом теплопередачи труб в каждом помещении.

Гидравлический расчет системы отопления выполняется двумя способами: с равным и неравным (часто говорят с постоянным и переменным) перепадом температуры воды в стояках.

Расчет с равным перепадом температуры воды в стояках заключается в подборе диаметра труб по заданному расходу воды на всех участках системы.

Расчет с неравным перепадом температуры воды в стояках заключается в определении расхода и температуры обратной воды в каждом стояке по заданному диаметру труб на всех участках системы.

§ 45. ЭПЮРА ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ

Изменение расчетного циркуляционного давления при движении воды в системе отопления наглядно изображается в виде эпюры. На рис. IV.42 представлена эпюра циркуляционного давления в системе с тупиковым движением воды в магистралях (сравните с рис. IV.18). По оси абсцисс откладывают длину участков магистралей и наносят номера стояков; по оси ординат — гидравлическое сопротивление участков магистралей и стояков (жирные линии). Изменение давления по длине каждого участка магистралей считается равномерным.

На рисунке показано, что гидравлическое сопротивление циркуляционных колец различной длины не одинаково. Наибольшим сопротивлением обладает кольцо через дальний от теплового пункта стояк № 7, наименьшим — через ближний стояк № 1. Избыток циркуляционного давления (изображенный на рисунке, например, отрезком *АБ*) вызывает перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках — возникает горизонтальное разрегулирование системы с отклонением от расчетных расхода и температуры воды.

Во избежание этого проводится регулирование системы: гидравлическое сопротивление всех циркуляционных колец приводится в соответствие с циркуляционным давлением путем поглощения избытка давле-

ния арматурой или диафрагмами на стояках. Возможен и другой, гидравлически и технически более правильный путь: расчетом определяют действительные расход и температуру обратной воды в каждом стояке и вносят исправление в расчет отопительных приборов.

На рис. IV.43 изображена эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях. Эпюра построена после проведения гидравлического расчета трех циркуляционных колец через средний, ближний и дальний стояки (на рисун-

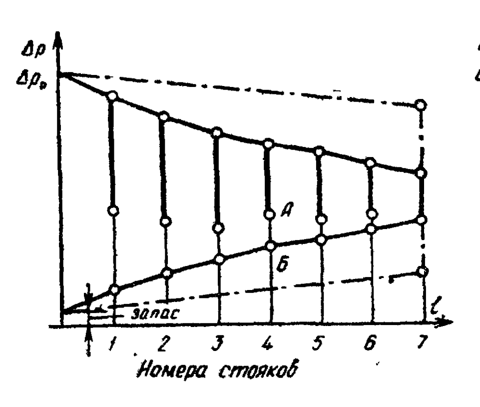


Рис. IV.42. Эпюра циркуляционного давления в системе отопления с тупиковым движением воды в магистралях

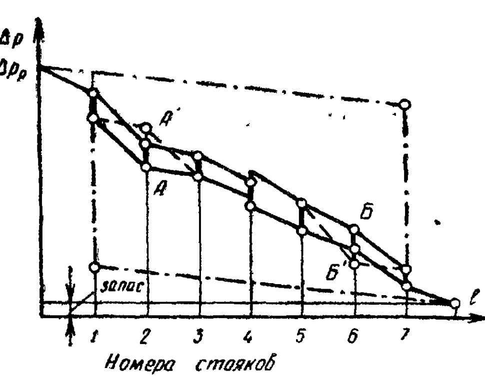


Рис. IV.43. Эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях

ке показаны невязки расчета). Незначительное гидравлическое сопротивление стояков (вертикальные отрезки на рисунке) характерно для двухтрубной системы без кранов повышенного сопротивления.

Циркуляционное давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной, для обеспечения подачи горячей воды к отопительным приборам. Обратное соотношение давления в магистралях вызывает циркуляцию охлажденной воды через отопительные приборы — «обратную» циркуляцию. Это недопустимое явление может возникнуть в стояке № 2, если давление в точке *А* обратной магистрали в результате ошибочного выбора диаметра двух участков магистрали, прилегающих к точке *А*, повысится до давления в точке *А'*, или в стояке № 6, если давление в точке *Б* подающей магистрали понизится до давления в точке *Б'* (см. рис. IV.43). На эпюре циркуляционного давления пунктиром показано изменение давления в участках магистралей, вызывающее «обратную» циркуляцию воды через отопительные приборы стояков № 2 и 6.

Расчеты показывают, что для надежного сохранения расчетного распределения воды между стояками в течение отопительного сезона, т. е. для обеспечения горизонтальной гидравлической устойчивости системы, гидравлическое сопротивление стояков должно составлять не менее 70% общего сопротивления системы. При этом эпюры циркуляционного давления имеют вид, схематично показанный штрихпунктирными линиями на рис. IV.42 и IV.43, характерный для низкого сопротивления магистралей и высокого сопротивления стояков. Подобный вид сравнительно просто можно придать эпюре однотрубной системы. В двухтрубной си-

стеме для этого потребуется искусственно увеличить гидравлическое сопротивление отопительных приборов, что также будет способствовать повышению вертикальной тепловой надежности двухтрубных стояков.

§ 46. ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ВОДО-ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Для отопления, когда температура поверхности отопительных приборов не должна превышать 95 °С, рассматривались системы централизованного нагревания местной воды высокотемпературной водой (см. рис. IV.1, *б*, *в*). Местная вода при этом нагревается максимум до 105 °С (в однотрубных системах). Между тем система, в которой высокотемпературная вода подводится как можно ближе к отопительным приборам, а температура их поверхности сохраняется на уровне, не превышающем 95 °С, имеет определенное экономическое преимущество перед обычной системой. Это преимущество достигается за счет сокращения количества теплоносителя [см. формулу (IV.8)], уменьшения диаметра труб и использования давления сетевого (станционного) насоса для циркуляции воды.

В такой комбинированной водо-водяной системе нагревание местной воды происходит децентрализованно. В тепловом пункте здания не устанавливают оборудование для нагревания и создания циркуляции воды, там только контролируется действие системы и учитывается расход тепла.

Разберем некоторые схемы системы децентрализованного нагревания местной воды высокотемпературной водой, разработанные советскими инженерами.

Для децентрализованного нагревания местной воды при независимой схеме используют безнапорные стальные или керамические отопительные приборы. Эти приборы, как открытые сосуды, заполняются водой, нагреваемой через стенки змеевика высокотемпературной водой. Испарение с поверхности воды в приборе способствует повышению влажности воздуха в помещении. Змеевик включен в однотрубную проточно-регулируемую систему с «опрокинутой» циркуляцией высокотемпературной воды (см. рис. IV.34, *а*).

Децентрализованное смешение высоко- и низкотемпературной воды, т. е. нагревание местной воды при зависимой схеме, может осуществляться в основании каждого стояка и непосредственно в отопительных приборах.

В системе со смешением воды в основании однотрубных П-образных стояков (см. рис. IV.26) магистраль с высокотемпературной водой (температура t_1) в отличие от известных систем отопления делается также однотрубной (рис. IV.44, *а*). Вода в ней понижает температуру (например, от t_1 до t_1') в точках смешения (в центрах охлаждения — черная точка на рисунке) и поступает в стояки с различной температурой. В вертикальных стояках возникает в основном естественная циркуляция воды, так как гидравлическое сопротивление замыкающих участков *1* сравнительно невелико.

Для смешения воды в основании двухтрубных стояков (см. рис. IV.29) используют специальные смесители *2* (рис. IV.44, *б*). Вода в обеих магистралях перемещается под давлением сетевого насоса, в стояках происходит естественная циркуляция воды.

При децентрализованном смешении в однотрубных стояках система отопления делится на две части: в первой высокотемпературная вода движется в стояках снизу вверх (см. рис. IV.27 и IV.34, *б*), охлаждаясь до температуры 95 °С, во второй — сверху вниз (см. рис. IV.25). Для обеспечения затекания в приборы необходимого количества высокотемпературной воды на замыкающих участках устанавливают диафрагмы *3* (рис. IV.44, *в*).

При децентрализованном смешении в двухтрубных стояках высокотемпературная вода подается внутрь каждого отопительного прибора

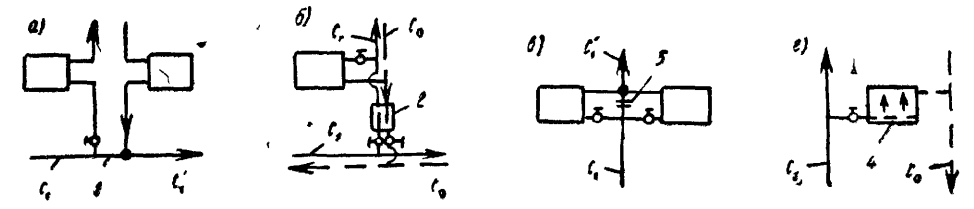


Рис. IV.44. Узлы систем отопления с децентрализованным смешением воды

а и *б* — в основании однотрубных и двухтрубных стояков, *в* и *г* — в приборах однотрубных и двухтрубных стояков, *1* — замыкающий участок, *2* — смеситель, *3* — диафрагма, *4* — перфорированный коллектор

через перфорированный коллектор *4* (рис. IV.44, *г*) или через сопло-смеситель, а охлажденная вода удаляется в таком же количестве в обратный стояк.

Описанные системы отопления не получили массового распространения вследствие затруднений с прокладкой труб высокотемпературной воды в помещениях, сложности монтажного и эксплуатационного регулирования.

§ 47. ОТОПЛЕНИЕ ВЫСОТНЫХ ЗДАНИЙ

Санитарно-технические устройства в высотном здании зонируются — делятся на части — зоны определенной высоты, между которыми размещаются технические этажи. В отоплении, вентиляции и водоснабжении высота зоны определяется величиной допустимого давления воды в нижних приборах или кранах и возможностью размещения оборудования, воздуховодов, труб и других коммуникаций на техническом этаже.

В зависимости от величины гидростатического давления, допустимого для отдельных видов отопительных приборов (см. табл. III.3) и арматуры, высота зоны не должна превышать (с некоторым запасом) 55 м при использовании чугунных и стальных приборов и 90 м для приборов со стальными греющими трубами.

В пределах одной зоны система водяного отопления при водяном теплоснабжении устраивается по независимой схеме (см. рис. IV.1, *б*), т. е. гидравлически изолированной от наружной тепловой сети и от других систем отопления. Такая система имеет собственные водо-водяной теплообменник, циркуляционный и подпиточный насосы, расширительный бак.

Число зон по высоте здания, как и высота отдельной зоны, определяется допустимым гидростатическим давлением, но не для отопительных приборов, а для оборудования в тепловом пункте, расположенном обычно в подвальном этаже.

Водо-водяные теплообменники и насосы, изготовленные по специальному заказу, выдерживают рабочее давление 1,6 МПа (16 кгс/см²). Это значит, что высота здания при водо-водяном отоплении гидравлически изолированными системами ограничивается пределом в 150—160 м. В таком здании могут быть устроены две (высотой по 75—80) или три (высотой по 50—55 м) зональные системы отопления, причем гидростатическ-

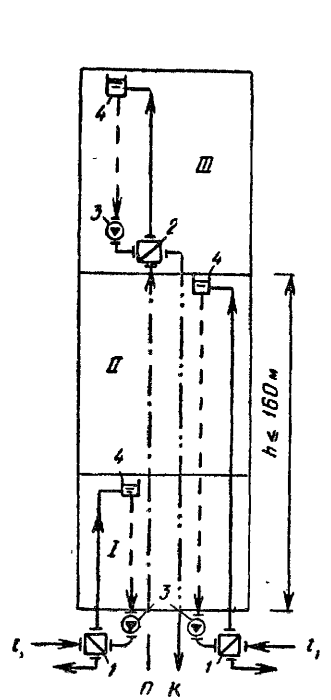


Рис. IV.45. Принципиальная схема комбинированного отопления высотного здания

I и *II* — зоны с водо-водяным отоплением; *III* — зона с пароводяным отоплением (*п* — пар, *к* — конденсат); *1* — водо-водяной теплообменник; *2* — пароводяной теплообменник; *3* — циркуляционный насос; *4* — расширительный бак

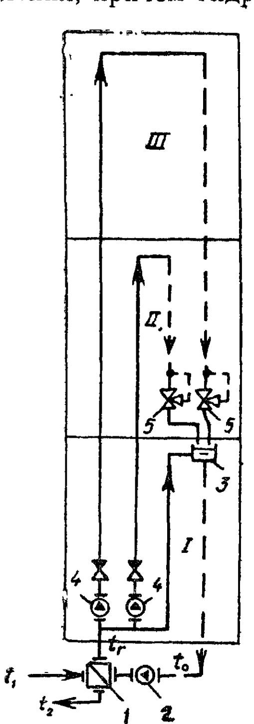


Рис. IV.46. Принципиальная схема единой системы водо-водяного отопления высотного здания

1 — теплообменник; *2* — циркуляционный насос; *3* — расширительный бак; *4* — зональный повысительный насос; *5* — регулятор давления «до себя»

кое давление в оборудовании системы отопления верхней зоны, находящемся в подвальном этаже, достигнет расчетного предела.

В зданиях высотой 160—250 м применяется комбинированное отопление (рис. IV.45): помимо водо-водяного отопления в нижних 160 м, в зоне сверх 160 м устраивается пароводяное отопление. Теплоноситель пар, отличающийся незначительным гидростатическим давлением, подается на технический этаж под верхней зоной, где оборудуется еще один тепловой пункт. В нем устанавливают пароводяной теплообменник *2* и циркуляционный насос *3*, приборы для качественно-количественного регулирования. В зданиях высотой более 250 м предусматривают новые зоны пароводяного отопления.

В каждой зональной системе отопления имеется свой расширительный бак *4*, оборудованный системой электрической сигнализации и управления подпиткой системы.

Описанный комплекс комбинированного отопления действует в центральной части главного корпуса МГУ: в нижних трех зонах устроено водо-водяное, в верхней зоне *IV* — пароводяное отопление.

Возможна замена комбинированного отопления высотного здания одной системой водяного отопления (предложение автора), при которой не требуется второй первичный теплоноситель (пар). На рис. IV.46 показано, что в здании устраивается гидравлически общая система с одним водо-водяным теплообменником *1*, общим циркуляционным насосом *2* и расширительным баком *3*. Система по высоте здания делится на зональные части по приведенным выше правилам. Вода в зону *II* и последующие зоны подается повысительными насосами *4* и возвращается в общий расширительный бак. Необходимое гидростатическое давление в главном обратном стояке каждой зональной части поддерживается регулятором *5* типа «до себя». Гидростатическое давление в оборудовании теплового пункта, в том числе и в повысительных насосах, ограничено высотой расположения открытого расширительного бака и не превышает 1 МПа (10 кгс/см^2).

Для систем отопления высотных зданий характерны деление их в пределах каждой зоны по сторонам света (по фасадам), автоматизация регулирования и действия, присоединение расширительного бака по схеме на рис. IV.16, когда из всех труб бака остается только одна переливная. Для опорожнения отдельных стояков или частей системы на технических этажах прокладывают дренажные линии. На время действия системы во избежание утечки воды дренажная линия выключается общим вентилем перед разделительным водосточным бачком.

§ 48. ГРАВИТАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопление с естественной циркуляцией воды применялось в прошлом столетии сначала в виде однотрубных, затем в виде двухтрубных систем. С внедрением электрических циркуляционных насосов гравитационные системы отопления с начала текущего века и особенно после Октябрьской революции постепенно уступают свое место насосным системам.

В настоящее время область применения систем с естественной циркуляцией воды ограничена. Их используют для отопления отдельных жилых квартир, небольших гражданских зданий, железнодорожных вагонов, зданий, в которых недопустима вибрация конструкций (например, при точных измерениях), вызываемая работой насосов. Использование естественной циркуляции целесообразно при водяном отоплении отдельных верхних помещений высотных зданий (например, технического этажа). Кроме того, естественная циркуляция воды в стояках встречается в описанных выше децентрализованных системах водо-водяного отопления.

Рассмотрим особенности гравитационных систем отопления в сравнении с насосными. Прежде всего отметим существенные недостатки, которые ограничивают область их применения:

а) сокращенный радиус действия (до 30 м по горизонтали), обусловленный небольшим циркуляционным давлением;

б) высокая первоначальная стоимость (до 5—7% стоимости небольших зданий), связанная с применением труб значительного диаметра;

в) увеличенные расход металла и затраты труда на монтаж теплопроводов;

г) замедленное включение в действие из-за большой теплоемкости массы воды и малого циркуляционного давления;

д) повышенная опасность замерзания воды в трубах, проложенных в неотапливаемых помещениях.

Вместе с тем гравитационные системы отопления имеют преимущества, определяющие в отдельных случаях их выбор:

а) относительная простота устройства и эксплуатации;

б) независимость действия от снабжения электрической энергией;

в) отсутствие циркуляционных насосов и соответственно шума и вибрации;

г) сравнительная долговечность (при правильной эксплуатации системы действуют 35—40 лет и более без капитального ремонта);

д) повышенная тепловая надежность, обусловленная действием с количественным саморегулированием.

Остановимся на явлении количественного саморегулирования. В гравитационной системе создается своеобразный механизм естественного регулирования: при проведении качественного регулирования, т. е. при изменении температуры воды, самопроизвольно происходит количественное регулирование — изменяется расход воды. Действительно, если изменять температуру греющей воды в зависимости от температуры наружного воздуха (см., например, рис. IV.40), то в системе из-за иного распределения плотности воды изменяется естественное циркуляционное давление, а следовательно, и количество циркулирующей воды. Одновременное изменение температуры и количества воды обеспечивает необходимую теплопередачу отопительных приборов.

В двухтрубной системе усиление или ослабление циркуляции воды в циркуляционном кольце каждого отопительного прибора изменяет теплопередачу в помещение, которая, изменяясь, кроме того, во взаимодействии с теплопотерей помещения, сама влияет на расход воды, изменяя температуру обратной воды и циркуляционное давление. В результате сохраняется соответствие между теплопередачей прибора и теплопотерей помещения, т. е. обеспечивается тепловая надежность каждого отдельного прибора и, следовательно, всей системы отопления.

Таким образом, естественное циркуляционное давление, которое в насосной двухтрубной системе отопления вызывает вертикальное тепловое разрегулирование, поддерживает тепловую надежность гравитационной двухтрубной системы.

В вертикальной однотрубной системе имеется такое же количественное саморегулирование, но в циркуляционных кольцах не каждого прибора, а уже целых стояков с их последовательно соединенными приборами. При этом усиление или ослабление циркуляции воды происходит более интенсивно, чем требуется по графику оптимального режима (см. рис. IV.40). В результате в теплый период отопительного сезона наблюдается отклонение от необходимой теплоподачи у части приборов: при движении в стояке сверху вниз сильно уменьшенного количества воды нижние приборы недогревают помещения. Это явление усугубляется с увеличением числа этажей здания.

Таким образом, естественное циркуляционное давление, способствующее тепловой надежности насосной вертикальной однотрубной системы отопления, вызывает вертикальное тепловое разрегулирование гравитационной однотрубной системы.

Можно сделать вывод, что при естественной циркуляции воды преимущество следует отдавать двухтрубным системам отопления. Правда, вертикальная однотрубная система позволяет увеличивать естественное циркуляционное давление и скорость движения воды по сравнению с двухтрубной, а также располагать отдельные отопительные приборы ниже теплообменника.

Схемы гравитационных систем подобны схемам насосных систем отопления Зная зависимость естественного циркуляционного давления от вертикального расстояния между центрами охлаждения и нагревания и закономерности движения воздушных скоплений в горизонтальных трубах, можно установить целесообразность применения верхней разводки подающей магистрали в гравитационной системе. При этом расширительный бак присоединяют непосредственно к главному стояку (см. рис. III.26, *в*), уклон подающей магистрали делается в сторону движения воды и бак используется для удаления воздуха из системы (см. рис. III.23, *б*). В отопительных приборах создается наиболее рациональная для двухтрубной системы (см. рис. III.10) схема движения воды сверху — вниз.

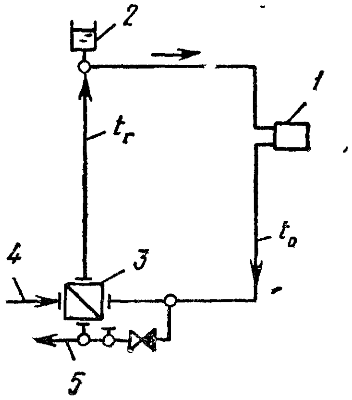


Рис IV 47 Принципиальная схема гравитационной системы водяного отопления

1 — отопительный прибор, 2 — расширительный бак, 3 — теплообменник, 4 и 5 — подающий и обратный теплопроводы

Теперь можно изобразить принципиальную схему гравитационной системы отопления с верхней разводкой подающей магистрали (рис. IV.47). Она получается из принципиальной схемы, приведенной на рис. IV.1, *б*, если из нее исключить насосы, а расширительный бак присоединить к подающей магистрали. Схема стояка двухтрубной системы показана на рис. IV.28, однотрубной — на рис. IV.25. В однотрубной системе в первую очередь используют приборные узлы с меньшим гидравлическим сопротивлением — с замыкающими участками.

Возможно применение гравитационных систем отопления с нижней разводкой обеих магистралей, двухтрубные и однотрубные стояки которых изображены соответственно на рис IV.29 и IV.26. Однако при этом уменьшается циркуляционное давление, что влечет за собой увеличение диаметра труб, усложняются сбор и удаление воздушных скоплений из системы. Расширительный бак присоединяют к магистрали в нижней части системы, и его можно использовать для удаления воздуха только при прокладке специальных воздушных труб, показанных на рис. IV.29 (справа) и рис. III.24, *е*.

Система с «опрокинутой» циркуляцией воды в данном случае не используется, так как в ней иногда возникает «обратное» движение воды в стояках.

Расчетное циркуляционное давление в системе отопления с естественным движением воды определяется по формуле (IV.31),

В двухтрубной гравитационной системе отопления для создания достаточного циркуляционного давления стремятся всемерно увеличить вертикальное расстояние между центром охлаждения в нижних отопительных приборах и центром нагревания в теплообменнике с тем, чтобы довести его хотя бы до 3 м. Если это осуществимо в отдельных зданиях, то при отоплении одноэтажных квартир и домов или железнодорожных вагонов теплообменник (котел) вынужденно располагается на одном уровне с отопительными приборами.

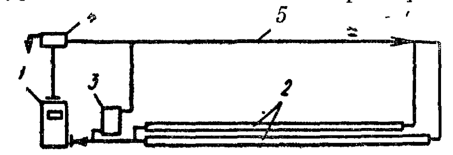


Рис. IV.48. Схема ветви гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона

1 — котел; *2* — основные греющие трубы; *3* — отопительный прибор туалетной; *4* — проточный расширительный бак; *5* — подающая магистраль

Квартирные системы отопления применяются уже около ста лет. За это время изменялись и совершенствовались котлы и их топливо, трубы и отопительные приборы, использовались различные схемы, но принцип устройства и действия оставался одним и тем же: для создания устойчивой циркуляции воды одна из магистралей прокладывалась и прокладывается под потолком отапливаемого помещения. Тогда необходимое циркуляционное давление обеспечивается за счет охлаждения воды в трубах. Что же касается охлаждения воды в отопительных приборах, то центр охлаждения в них может оказаться не только не выше центра нагревания, но даже ниже его, а это, как уже известно, препятствует естественной циркуляции воды.

Наиболее распространена двухтрубная схема, при которой подающая магистраль размещается под потолком отапливаемого помещения, обратная прокладывается у пола или в подпольном канале. Отопительные приборы присоединяют к трубам по схеме, показанной на рис. IV.31, *а*.

Возможна двухтрубная схема, когда не только подающую, но и обратную магистраль размещают под потолком помещения, но при этом необходимо для обеспечения циркуляции воды опускать эту магистраль петлями до низа каждого отопительного прибора, вследствие чего увеличивается протяженность труб и усложняется спуск воды из системы.

Не исключается также горизонтально однотрубная схема соединения отопительных приборов, но и здесь одна из магистралей прокладывается поверху.

На рис. IV.48 изображена для примера одна из двух ветвей гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона. Основные трубы *2* $d_у=75$ мм, обогревающие нижнюю зону салона, присоединяют самостоятельно к верхней подающей магистрали *5* для усиления циркуляции воды в каждой из них. Отдельный отопительный прибор *3* предназначается для отопления туалетной комнаты. Подающая магистраль $d_у=50$ мм прокладывается без тепловой изоляции для увеличения циркуляционного давления.

Естественное циркуляционное давление, как расчетная величина в гравитационной квартирной или вагонной системе отопления, определяется по несколько измененной формуле (IV.31)

$$\Delta p_р = \Delta p_{е.тр} \pm \Delta p_{е.пр}, \qquad \text{(IV.31a)}$$

где $\Delta p_{е.тр}$ — естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах; вычисляется по формуле (IV.49);

$\Delta p_{е.пр}$ — то же, но в отопительных приборах, вычисляется по формуле (IV.43), причем знаки плюс и минус относятся к случаям, когда центр охлаждения в приборах соответственно выше или ниже центра нагревания воды в теплообменнике.

Для водогрейного котла за центр нагревания принимается зона наиболее интенсивного нагревания воды, находящаяся приблизительно на 250 мм выше уровня колосниковой решетки.

Влияние различного расположения центров охлаждения относительно центра нагревания было выяснено выше (см. рис. IV.39). Применительно к системе отопления на рис. IV.48 это вызывает заметное уменьшение (приблизительно на одну треть) количества воды, протекающей по нижней греющей трубе *2*, по сравнению с расходом воды в верхней трубе.

Для вычисления естественного циркуляционного давления необходимо знать температуру и плотность воды в различных точках системы. Следовательно, при проектировании квартирной и вагонной систем отопления необходим расчет теплопередачи труб и определение степени охлаждения воды в трубах. Эта особенность расчета в необходимых случаях распространяется и на гравитационные системы отопления протяженных зданий.

Наименьшее охлаждение воды, а следовательно, и наименьшее естественное циркуляционное давление получается в циркуляционном кольце через прибор, ближний к теплообменнику (например, в кольце прибора *3* на рис. IV.48), вследствие малой протяженности труб. Поэтому через такой прибор протекает меньшее количество воды, чем через приборы, удаленные от теплообменника.

При расчете площади нагревательной поверхности каждого прибора квартирной и вагонной систем отопления учитываются уже известные теплопередача труб, проложенных в помещении, и температура воды при входе в прибор и выходе из него. В этом особенность расчета приборов такой системы отопления.

Система отопления железнодорожного вагона дополняется электрическим насосом для возможности усиления циркуляции воды. В квартирных системах отопления применение циркуляционных насосов вызывает конструктивные изменения. Насосная квартирная система отопления делается горизонтальной однотрубной (см. рис. IV.30) или двухтрубной (см. рис. IV.31, *б*) с нижней прокладкой магистралей.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Бромлей М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. М, Стройиздат, 1971.

Каменев П. Н. Гидроэлеваторы в строительстве. Изд. 2-е, М., Стройиздат, 1970.

Крауз А. А. Вопросы отопления и вентиляции. М.—Л., ОНТИ, Госстройиздат, 1934.

Сканави А. Н. Динамика давления в системе водяного отопления группы зданий. — В инф. реферат. сб. серии V. Проектирование отопительно-вентиляционных систем. М., изд. ЦИНИС Госстроя СССР, вып 3, 1971.

Ливчак И. Ф. Квартирное водяное отопление малоэтажных зданий. М., Изд. МКХ РСФСР, 1950.

Белинкий Е. А. Рациональные системы водяного отопления. М., Госстройиздат, 1963.

Сканави А. Н. Водяное отопление высотных зданий. — В сб.: Теплогазоснабжение и вентиляция. Каунас, изд. Каунасского политехнического института, 1972.

Глава V

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Трубопроводы в системе отопления выполняют важную функцию распределения теплоносителя по отдельным отопительным приборам. Они являются теплопроводами, задача которых состоит в передаче определенного расчетного количества тепла каждому прибору.

Система отопления представляет собой сильно разветвленную и сложно закольцованную сеть теплопроводов, по каждому участку которой должно переноситься определенное количество тепла. Выполнение точного расчета такой сети является сложной гидравлической задачей, связанной с решением большого числа нелинейных уравнений. В инженерной практике эта задача решается методом подбора.

В водяных системах количество принесенного тепла теплоносителем зависит от его расхода и перепада температуры при охлаждении воды в приборе. Обычно при расчете задают общий для системы перепад температуры теплоносителя и стремятся к тому, чтобы этот перепад был выдержан в двухтрубных системах — для всех приборов и системы в целом; в отднотрубных системах — для всех стояков. При известном перепаде температуры теплоносителя по теплопроводам системы должен быть подведен определенный расчетом расход воды к каждому отопительному прибору.

При таком подходе выполнить гидравлический расчет сети теплопроводов системы отопления значит (с учетом располагаемого циркуляционного давления) так подобрать диаметры отдельных участков, чтобы по ним проходил расчетный расход теплоносителя. Расчет ведется подбором диаметров по имеющемуся сортаменту труб, поэтому он всегда связан с некоторой погрешностью. Для различных систем и отдельных элементов допускаются определенные невязки.

В отличие от рассмотренного выше метода в настоящее время нашел широкое распространение, применительно к расчету однотрубных систем отопления, метод с переменным перепадом температуры воды в стояках, предложенный А. И. Орловым в 1932 г. Принцип расчета заключается в том, что расходы воды в стояках не задаются заранее, а определяются в процессе гидравлического расчета исходя из полной увязки давлений во всех кольцах системы и принятых диаметров теплопроводов сети. Перепад температуры теплоносителя в отдельных стояках при этом получается различным — переменным. Площадь теплоотдающей поверхности отопительных приборов находится по температуре и расходу воды, определенным гидравлическим расчетом. Метод расчета с переменным перепадом температуры точнее отражает действительную картину работы системы, исключает необходимость монтажной регулировки, облегчает унификацию трубной заготовки, так как дает возможность избежать применения разнообразных сочетаний диаметров радиаторных узлов и составных стояков. Этот метод получил распространение после того, как в 1936 г. Г. И. Фихман доказал

возможность применения при расчете теплопроводов систем водяного отопления усредненных значений коэффициентов трения и ведения всего расчета по квадратичному закону. Наиболее детально этот метод разработан Е. А. Белинким.

§ 49. ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ В СЕТИ

Движение жидкости в теплопроводах происходит от сечения с бо̀льшим давлением к сечению с меньшим давлением за счет разности давления. При перемещении жидкости расходуется потенциальная энергия, т. е. гидростатическое давление на преодоление сопротивлений от трения о стенки труб и от завихрений и ударов при изменении скорости и направления движения в фасонных частях, приборах и арматуре.

Падение давления, обусловленное сопротивлениями трения о стенки труб, является линейной потерей; падение давления, вызванное местными сопротивлениями, — местной потерей.

Падение давления Δp, Па, вызванное трением и местными сопротивлениями, измеряется в долях динамического давления и выражается формулой, известной из курса гидравлики

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d_в} l + \sum \zeta\right) \frac{w^2}{2} \rho = Rl + Z, \quad (V.1)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях динамического давления линейную потерю давления на длине трубопровода, равной его внутреннему диаметру;

$d_в$ — внутренний диаметр трубопровода, м;

l — длина участка сети, м;

$\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на рассчитываемом участке;

w — скорость жидкости в трубопроводе, м/с;

ρ — плотность жидкости, кг/м^3;

R — падение давления вследствие трения о стенки трубы, Па/м;

$$R = \frac{\lambda}{d_в} \frac{w^2}{2} \rho; \quad (V.2)$$

Z — падение давления при преодолении местных сопротивлений, Па;

$$Z = \sum \zeta \frac{w^2}{2} \rho. \quad (V.3)$$

На основании формул (V.2) и (V.3) составлены таблицы и номограммы для гидравлического расчета теплопроводов. Для примера в сокращенном виде эти таблицы приведены ниже (табл. V.1 и V.2).

Величину первого сомножителя в формуле V.1

$$\zeta' = \frac{\lambda}{d_в} l + \sum \zeta \quad (V.4)$$

называют приведенным коэффициентом сопротивления участка сети.

Скорость жидкости в теплопроводе, м/с, составляет:

$$w = \frac{G}{3600 \frac{\pi d_в^2}{4} \rho},$$

Таблица V.1

К расчету теплопроводов

Потери давления на трение, Па/м	Количество протекающей воды, кг/ч (над чертой), и скорость воды, м/с (под чертой, по стальным водогазопроводным обыкновенным трубам (ГОСТ 3262—62) с условным проходом, мм					
	15	20	25	32	40	50
40	118/0,17	268/0,214	481/0,24	1010/0,288	1470/0,316	2970/0,38
45	125/0,181	285/0,228	511/0,255	1071/0,306	1560/0,335	3150/0,405
50	132/0,191	300/0,24	540/0,27	1130/0,323	1640/0,352	3320/0,425

Таблица V.2

Потери давления Z, Па, в местных сопротивлениях

Скорость воды, м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений						
	1	2	3	4	5	6	7
0,16	12,5	25,0	37,5	50,0	62,5	75,0	87,5
0,165	13,2	26,4	39,6	52,8	66,0	79,2	92,4
0,170	14,2	28,3	42,5	56,6	70,8	85,0	99,2
0,175	14,8	29,7	44,7	59,6	74,6	89,5	102,4
0,180	15,8	31,6	47,4	63,2	79,0	94,8	105,5

откуда расход жидкости, отвечающий скорости в теплопроводе 1 м/с, может быть определен по формуле

$$\frac{G}{w} = 900\,\rho\pi\, d_{\text{в}}^2, \qquad (\text{V}.5)$$

где G — расход жидкости в теплопроводе, кг/ч.

Подставляя значение w в уравнение (V.1), получим:

$$\Delta p = A\left(\frac{\lambda}{d_{\text{в}}}\, l + \sum \zeta\right) G^2, \qquad (\text{V}.6)$$

где A — удельное динамическое давление, Па/(кг/ч)^2, в теплопроводе, возникающее при протекании 1 кг/ч жидкости с плотностью ρ, кг/м^3, причем

$$A = \frac{16}{3600^2 \cdot 2\rho\pi^2 d_{\text{в}}^4}. \qquad (\text{V}.7)$$

Если при расчетах систем отопления принять плотность теплоносителя (жидкости) постоянной, что ведет к погрешности, лежащей за пределами практической точности расчета, то величины $\frac{G}{w}$ и A могут быть определены как постоянные для теплопровода заданного диаметра.

Значения этих величин при плотности воды 972 кг/м³ (что отвечает ее температуре 80° С) для труб по ГОСТ 3262—62 и ГОСТ 10704—63, применяемых в системах отопления, даны в приложении 1.

Использование в расчетах постоянного отношения $\frac{G}{w}$ позволяет по заданному расходу теплоносителя и диаметру теплопровода определить скорость теплоносителя делением расхода на эту величину; использование постоянной величины A позволяет определить потери давления в теплопроводе по заданному расходу, минуя определение скорости.

Обозначив в уравнении (V.6)

$$A\left(\frac{\lambda}{d_в} l + \sum \zeta\right) = S, \tag{V.8}$$

получим:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p &= SG^2, \\ G &= \sqrt{\frac{\Delta p}{S}}; \\ S &= \frac{\Delta p}{G^2}, \end{aligned}\right\} \tag{V.9}$$

где S — характеристика сопротивления сети, равная потере давления в ней при расходе жидкости 1 кг/ч, Па/(кг/ч)².

Величина $\frac{1}{\sqrt{S}}$ называется проводимостью сети и обозначается

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}}. \tag{V.10}$$

Проводимость равна расходу в сети, кг/ч, при перепаде давлений в 1 Па и имеет размерность кг/(ч·Па^{0,5}).

Используя понятие проводимости, получим:

$$\left.\begin{aligned} \Delta p &= \left(\frac{G}{\sigma}\right)^2, \\ G &= \sigma\sqrt{\Delta p}; \\ \sigma &= \frac{G}{\sqrt{\Delta p}}. \end{aligned}\right\} \tag{V.11}$$

Величина A относится лишь к определенному участку сети с неизменным диаметром, а значения S и σ могут быть отнесены как к отдельному участку сети, так и к любой части ее, состоящей из нескольких последовательно и параллельно соединенных участков, а также ко всей разветвленной сети в целом.

Сумма потери давления в сети из двух или более последовательно соединенных участков сети с неизменным расходом ($G_1 = G_2$) равна сумме потери давления на этих участках, т. е.

$$\Delta p_{1+2} = \Delta p_1 + \Delta p_2.$$

Выражая потери давления через характеристики сопротивления и расходы, получим:

$$S_{1+2}G^2 = S_1 G^2 + S_2 G^2,$$

откуда следует:

$$S_{1+2} = S_1 + S_2. \qquad (V.12)$$

Таким образом, суммарная характеристика сопротивления последовательно соединенных участков сети равна сумме характеристик сопротивления составляющих ее участков.

В параллельно соединенных участках сети, при отсутствии в них разности естественных давлений (t=const), потеря давления в каждом участке одинакова ($\Delta p_1 = \Delta p_2$).

Суммарный расход, кг/ч, в этих участках

$$G_{1+2} = G_1 + G_2.$$

Выражая расход через проводимость и потерю давления, получим:

$$\sigma_{1+2}\sqrt{\Delta p} = \sigma_1\sqrt{\Delta p} + \sigma_2\sqrt{\Delta p},$$

откуда следует:

$$\sigma_{1+2} = \sigma_1 + \sigma_2. \qquad (V.13)$$

Таким образом, суммарная проводимость параллельно соединенных участков сети равна сумме проводимостей этих участков.

Из условия равенства потери давления на параллельно соединенных участках следует:

$$S_1 G_1^2 = S_2 G_2^2,$$

откуда

$$\left.\begin{aligned} \frac{G_1}{G_2} &= \sqrt{\frac{S_2}{S_1}}; \\ \frac{G_1}{G_2} &= \frac{\sigma_1}{\sigma_2}, \end{aligned}\right\} \qquad (V.14)$$

т. е. при отсутствии естественного циркуляционного давления расходы в параллельных участках сети пропорциональны их проводимостям.

Из уравнений получим:

$$\left.\begin{aligned} G_1 &= G_{1+2}\frac{\sigma_1}{\sigma_1+\sigma_2}; \\ G_2 &= G_{1+2}\frac{\sigma_2}{\sigma_1+\sigma_2}. \end{aligned}\right\} \qquad (V.15)$$

§ 50. КОЭФФИЦИЕНТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ И МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Во Всесоюзном теплотехническом институте Г. А. Муриным проведено исследование потери давления от трения в стальных трубах. Были испытаны обычные стальные трубы промышленного назначения, т. е.

трубы с действительной реальной шероховатостью: новые и бывшие в употреблении различного сортамента с внутренним диаметром от 40 до 143 мм.

Трубы имели шероховатость в виде зернистой и оспенной коррозии, налета, окалины, отдулин, продольных борозд, расположенных параллельно оси трубы и по винтовой линии, продольных швов, поперечных круговых борозд, волн. Результаты испытания показали, что в обычных стальных трубах в переходной области ($Re=10^4 \dots 10^5$) сопротивление трения с увеличением числа Рейнольдса постепенно уменьшается.

Г. А. Муриным дано следующее выражение коэффициента трения для гидравлически гладких труб (ламинарный пограничный слой закрывает абсолютную шероховатость внутренних стенок трубы):

$$\lambda = \frac{1{,}01}{(\lg Re)^{2,5}}. \qquad (V.16)$$

Эта формула объединяет формулы Блазиуса и Никурадзе для гидравлически гладких труб.

Испытаниями ВТИ установлено, что в переходной области от гладких труб к шероховатым коэффициент гидравлического трения λ является сложной функцией числа Re и относительной шероховатости $\frac{k}{d}$:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2\lg\frac{d}{k} = f\left[\lg\left(\frac{Re\, k}{d}\sqrt{\frac{\lambda}{8}}\right)\right].$$

На рис. V.1 показаны полученная зависимость λ от числа Re и отношения диаметра трубы d к абсолютной шероховатости k.

Те же испытания подтверждают правильность формулы Никурадзе для шероховатых труб (пограничный ламинарный слой не закрывает абсолютную шероховатость внутренних стенок):

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74+2\lg\frac{r}{k}\right)^2}. \qquad (V.17)$$

Эту формулу можно представить так:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74+2\lg\frac{1}{2}\frac{d}{k}\right)^2} = \frac{1}{\left[1{,}74+2\left(\lg\frac{1}{2}+\lg\frac{d}{k}\right)\right]^2} = \frac{1}{\left(1{,}14+2\lg\frac{d}{k}\right)^2}. \qquad (V.18)$$

Для определения относительной шероховатости $\frac{k}{d}$ замерялась фактическая потеря давления на трение по длине трубы при определенной скорости воды в ней.

Подставляя в формулу (V.18) значение λ, найденное из опыта, определяли значение $\frac{d}{k}$, а так как диаметр трубы известен, то вычисляли величину абсолютной шероховатости трубы k.

Для теплопроводов центральных систем отопления, согласно опытным данным, полученным ВТИ, абсолютную шероховатость следует принимать $k=0{,}2$ мм.

На нижней плавной кривой (см. рис. V.1) показана зависимость λ

от Re для гладких труб. Видно, что с увеличением относительной шероховатости в трубах переходная область наступает при меньшем числе Re.

На этом же рисунке пунктирной линией показаны другие переходные числа $Re_{2пр}$, за пределами которых трубы становятся шероховатыми.

М. И. Киссиным и В. М. Зусмановичем на основе данных испытаний приводятся формулы расчета для переходной области турбулентного течения от гладких труб к шероховатым.

При обработке опытных данных трубы диаметром от 15 до 200 мм отнесены к первой группе и от 200 до 1000 мм — ко второй группе.

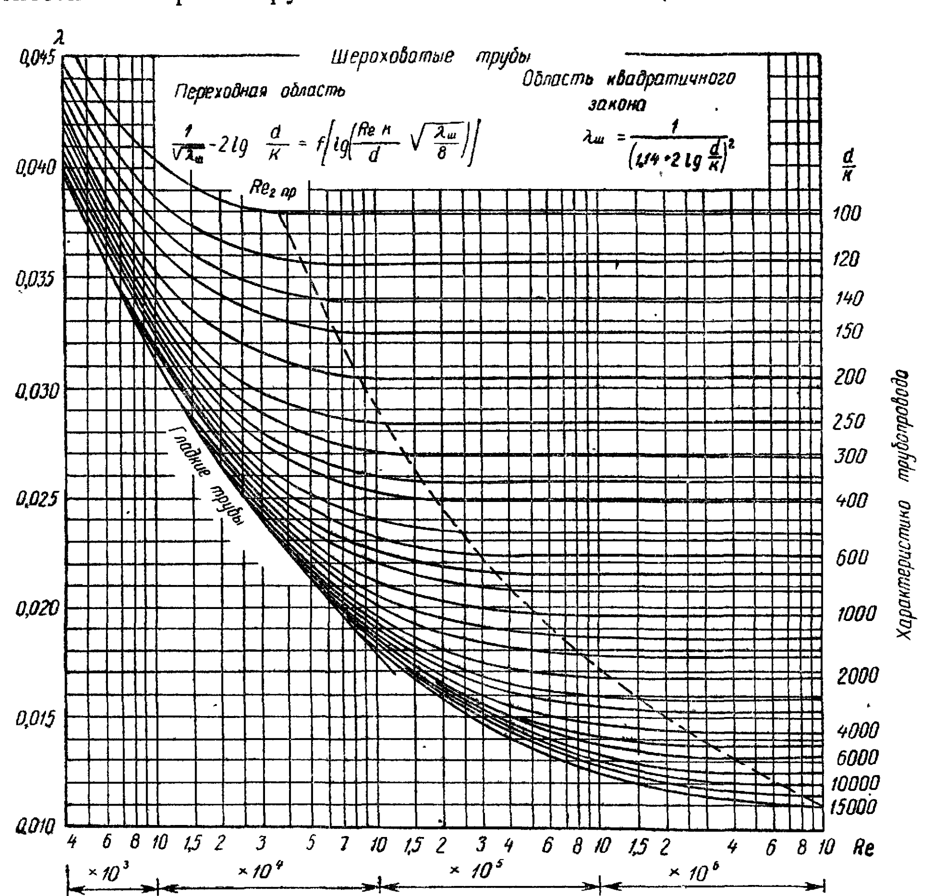


Рис. V.1. Зависимость λ от числа Re для водогазопроводных труб

Для первой группы труб даются следующие расчетные формулы: в переходной области от гидравлически гладких труб к шероховатым

$$\lambda = 0,343\left(\frac{d}{k}\right)^{-0,125} Re^{-0,17}; \qquad (V.19)$$

первое переходное число Re от области гладких труб к переходной области

$$\mathrm{Re}_{1\text{пр}} = 0,367 \left(\frac{d}{k} \right)^{1,56}; \tag{V.20}$$

авторы указывают, что формулы (V.17) и (V.18) действительны только для чисел $\mathrm{Re} \geqslant 4000$;

второе переходное число Re от переходной области к шероховатым трубам (но только для труб с абсолютной шероховатостью $k=0,2$ мм)

$$\mathrm{Re}_{2\text{пр}} = 150 \frac{d}{k}. \tag{V.21}$$

Для чисел $\mathrm{Re} \geqslant \mathrm{Re}_{2\text{пр}}$ труба считается шероховатой и коэффициент сопротивления трению λ следует определять по формуле (V.18).

Для второй группы труб даются следующие формулы:

$$\lambda = 0,1824 \left(\frac{k}{d} \right)^{0,087} \mathrm{Re}^{-0,134}; \tag{V.22}$$

$$\mathrm{Re}_{1\text{пр}} = 115 \left(0,5 \frac{d}{k} \right)^{0,75}; \tag{V.23}$$

$$\mathrm{Re}_{2\text{пр}} = 51,75 \frac{d}{k} - 16\,000. \tag{V.24}$$

Данные расчета по этим формулам имеют расхождение с опытными в пределах $\pm 3\%$.

Эмпирические формулы М. И. Киссина и В. М. Зусмановича позволяют с достаточно большой точностью определить потерю давления от трения. Проведенный ими анализ результатов испытаний ВТИ показал, что течение воды в трубах систем центрального отопления в основном происходит в переходной области от гладких труб к шероховатым.

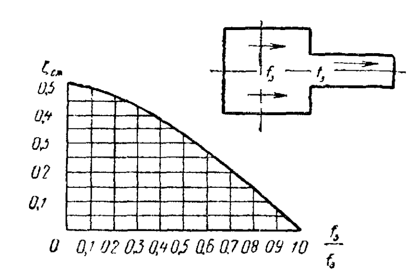


Рис. V.2 Кривые значений коэффициентов местного сопротивления при внезапном сжатии потока

По приведенным формулам составлены таблицы для гидравлического расчета теплопроводов.

Потеря давления в местных сопротивлениях зависит в основном от геометрической формы препятствий на пути потока жидкости. На величину потери в местных сопротивлениях оказывает влияние также характер распределения скорости в сечении потока при входе его в рассматриваемый элемент теплопровода. Распределение скорости, в свою очередь, зависит от формы других препятствий на пути потока и их расстояния от рассматриваемого элемента сети. Вследствие этого суммарные потери давления от нескольких близко расположенных местных сопротивлений (например, тройника и крана, крана и нагревательного прибора и т. п.), как правило, не равны арифметической сумме этих сопротивлений, определенных порознь. Поэтому сопротивления часто повторяющихся узлов систем отопления, состоящих из нескольких близко расположенных фасонных частей, определяют обычно экспериментальным путем. Значения коэффициентов

местных сопротивлений отдельных элементов сети приведены в справочной литературе[1].

В ряде источников рекомендуется принимать коэффициент местного сопротивления для тройника на проходе $\zeta=1$; для тройника на ответвлении $\zeta=1{,}5$; для крестовины на проходе $\zeta=2$.

Как показывают теоретические расчеты, приведенные значения коэффициентов местных сопротивлений несколько завышены, однако для облегчения расчетов теплопроводов систем отопления часто пользуются этими данными.

При внезапном сжатии потока и увеличении скорости в сечении f_3 (рис. V.2) происходит потеря давления. Значение $\zeta_{сж}$ относится к большей скорости, т. е. к скорости в сечении f_3; величина его зависит от отношения площади после сужения потока f_3 к площади до сжатия потока f_3'.

§ 51. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАМЫКАЮЩИХ УЧАСТКОВ В ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМАХ

Основные расчеты теплопроводов однотрубных систем с замыкающими участками сводятся к определению:

а) количества воды, циркулирующей через отопительные приборы;

б) потери давления в замыкающих участках.

Эти расчеты могут быть выполнены с достаточной точностью только при правильном определении гидравлических потерь в крестовинах у замыкающих участков.

При расчете местных сопротивлений замыкающих участков, например, для двух крестовин на проходе принимается $\Sigma\zeta=4$. На самом деле гидравлические потери гораздо меньше и фактически в замыкающем участке перемещается большее количество воды, чем следовало бы по расчету; в результате теплопередача отопительных приборов получается ниже расчетной.

Заметим, что при изменении расходов воды в подводках меняется расход и в замыкающем участке, при этом расход в самом стояке меняется незначительно. Поэтому, определяя коэффициенты местных сопротивлений в замыкающих участках, будем относить их к постоянной скорости w_3 в стояке, а не к скорости в замыкающем участке.

Пример V.1. Диаметр стояка $d_3=32$ мм; диаметр замыкающего участка равен диаметру стояка; расход воды в стояке $G_{ст}=G_3=540$ кг/ч (рис. V.3). Определим потери давления в замыкающем участке, если в нем перемещается $G_{з.у}=0{,}4$, $G_{ст}=0{,}4\cdot540=216$ кг/ч, и построим график давлений в замыкающем участке.

Решение. Расходу в стояке соответствует постоянная скорость $w_3=0{,}15$ м/с; расходу в замыкающем участке — скорость $w_1=0{,}4w_3=0{,}06$ м/с.

В соответствии с результатами лабораторных испытаний потери давлений в верхней крестовине при делении потока следует принимать равными половине потерь при внезапном расширении основного потока, так как при его разделении происходит смягченная потеря.

$$\Delta p_{дел}=\frac{1}{2}\,\frac{(w_3-w_1)^2}{2}\,\rho=\zeta_{дел}\,\frac{w_3^2}{2}\,\rho.$$

[1] Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Отопление, водопровод и канализация (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. 1. Под редакцией И. Г. Староверова М., Стройиздат, 1967.

Следовательно,

$$\zeta_{дел}=\frac{1}{2}\,\frac{(w_3-0,4w_3)^2}{w_3^2}=0,18.$$

Потеря давления при делении потока (см. рис V.3)

$$\Delta p_{дел}=0,18\,\frac{0,15^2}{2}\,\rho_{95^\circ}=1,95\ Па.$$

Потери на трение в замыкающем участке длиной $l_1=0,5$ м составляют $R_1l_1=0,8$ Па. Эти потери отвечают коэффициенту местного сопротивления $\zeta_{тр}=0,07$.

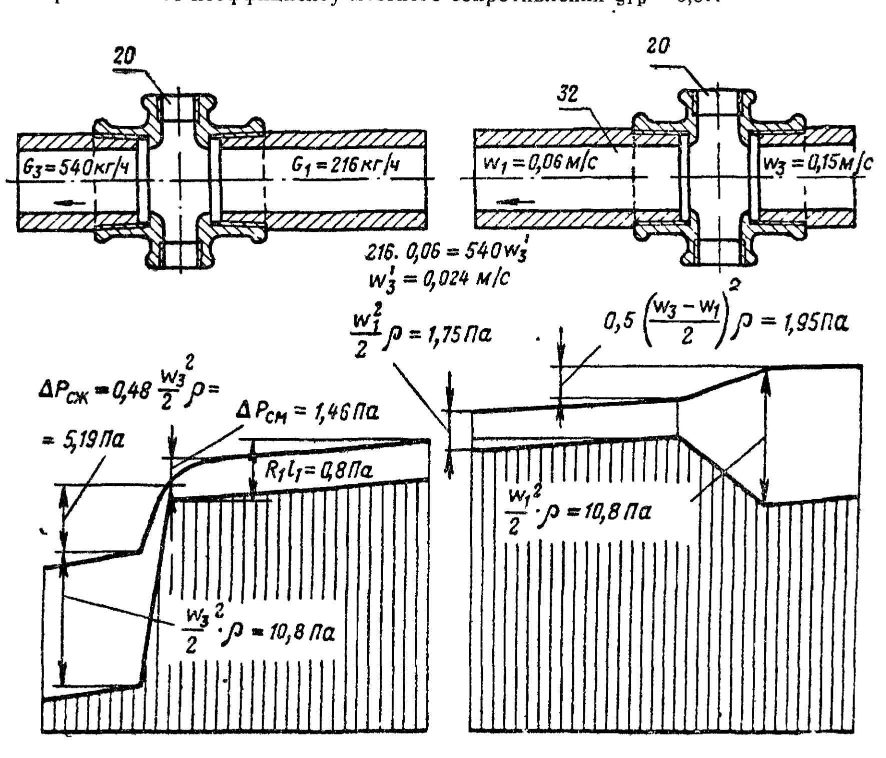


Рис. V.3. Схема распределения давления в замыкающем участке однотрубной системы отопления (без учета геометрической высоты между крестовинами; стояк условно расположен горизонтально)

Наконец, в нижней крестовине происходят потери при смешивании потоков Наивыгоднейшая скорость w_3' после смешения потоков определится из условия постоянства проекций количества движений на направление замыкающего участка:

$$G_1w_1=G_3w_3',$$

при этом $G_1=0,4G_3$, следовательно, $0,4w_1=w_3'$ или $0,4\cdot 0,6=w_3'$, откуда $w_3'=0,024$ м/с.

Разность динамических давлений при таком смешивании

$$\Delta p_д=\frac{w_1^2}{2}\,\rho-\frac{(w_3')^2}{2}\,\rho=\zeta_{см}\,\frac{w_3^2}{2}\,\rho.$$

Подставляя в это выражение значения найденных скоростей, получим:

$$0,06^2 - 0,024^2 = \zeta_{см} w_3^2 = \zeta_{см} 0,15^2,$$

откуда $\zeta_{см} = 0,134$.

Потеря полного давления при таком смешивании потоков

$$\Delta p_{см} = 0,134 \frac{(w_3)^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,134 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 1,46 \text{ Па}.$$

Так как $w_3' < w_3$, то произойдет еще дополнительная потеря на вход.

Для определения этой потери найдем отношение площадей:

$$\frac{f_3}{f_3'} = \frac{w_3'}{w_3} = \frac{0,024}{0,15} = 0,16.$$

На основании опытных данных для внезапного сужения (см. рис. V.2) найдем $\zeta_{сж} = 0,48$

Потеря давления при сжатии потоков во время смешивания

$$\Delta p_{сж} = 0,48 \frac{w_3'^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,48 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 5,19 \text{ Па}.$$

Для всего замыкающего участка

$$\Sigma\zeta = \zeta_{дел} + \zeta_{тр} + \zeta_{см} + \zeta_{сж} = 0,18 + 0,07 + 0,134 + 0,48 = 0,864.$$

Рассмотрим случай, когда при закрытых кранах на подводках весь расход по стояку перемещается только по замыкающему участку. Тогда потери при делении потока в верхней крестовине и при смешивании потоков в нижней крестовине теоретически равны нулю. На самом же деле в крестовинах происходят небольшие потери при расширении и сжатии одного потока.

Если менять отношение между расходами в замыкающем участке и в стояке, то получим различные ζ при делении потока и в случае смешивания потоков или при сужении потока во время смешивания.

Кривые изменения коэффициентов местных сопротивлений приведены на рис. V.4. От диаметра стояка коэффициенты местных сопротивлений не зависят. От диаметра стояка зависят только потери на трение. Если их выразить также в долях динамического давления в стояке, то для различных диаметров стояков получим различные приведенные $\zeta_{тр}$ трения (на рисунке указаны пунктиром).

На рис. V.4 помещены и кривые суммарных ζ для различных диаметров замыкающих участков.

Например, для диаметра $d_у = 20$ мм кривая суммарных коэффициентов местных сопротивлений имеет минимум $\zeta = 0,9$ при $Q_{зам}/Q_{ст} = 0,25$ и максимум $\zeta = 1,1$ при $Q_{зам}/Q_{ст} = 0,8$.

Это объясняется тем, что при увеличении расхода в замыкающем участке увеличивается потеря на трение.

Определим гидравлические потери для стояка с замыкающими участками меньшего диаметра, чем диаметр стояка.

При диаметре стояка $d_{ст} = d_3 = 35,75$ мм примем $d_{зам} = d_1 = 27$ мм.

Рассмотрим случай, когда в замыкающем участке циркулирует вода; расход ее $G_1 = 216$ кг/ч; $\frac{Q_{зам}}{Q_{ст}} = 0,4$.

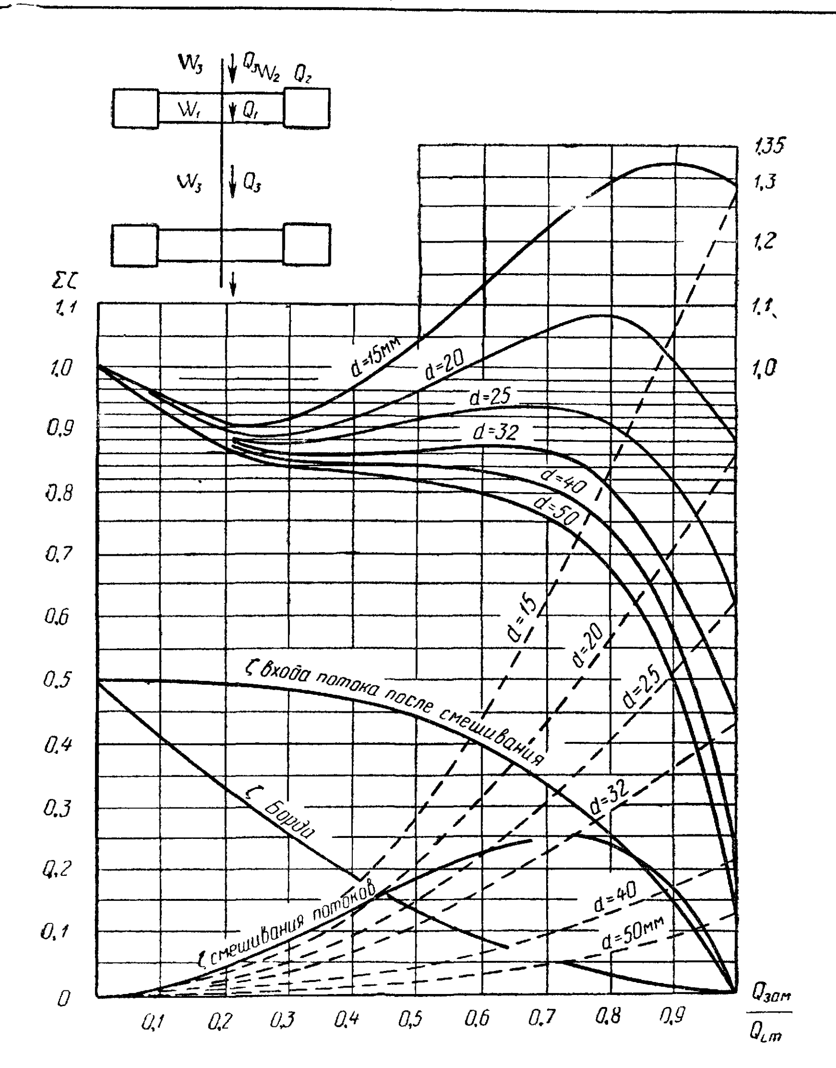


Рис. V.4. Кривые значений коэффициентов местного сопротивления замыкающего участка однотрубной системы отопления при равных диаметрах стояка и замыкающего участка

Тогда в замыкающем участке (табл. V.3) будет другая скорость:

$$w_1 = 0,4 \cdot 0,15 \left(\frac{35,75}{27}\right)^2 = 0,108 \text{ м/с.}$$

Потери при делении потока в верхней крестовине

$$\Delta p_{\text{дел}} = \frac{1}{2} \frac{(0,15 - 0,108)^2}{2} \rho_{95^\circ} = 0,43 \text{ Па} < 1,95 \text{ Па};$$

потери на трение по замыкающему участку

$$R_1 l_1 = 7,4 \cdot 0,5 = 3,7 \text{ Па} > 0,8 \text{ Па.}$$

Таблица V.3

К расчету коэффициента местного сопротивления замыкающего участка однотрубной системы отопления при диаметре стояка d_3=35,75 мм, диаметре замыкающего участка d_1=27 мм и расходе воды в стояке G_3=540 кг/ч (f_3=0,001004 м², f_1=0,000572 м²)

Определяемый параметр, расчетные формулы	Результаты расчета					
$\frac{G_1}{G_3}$	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1
G_1, кг/ч	108	216	324	432	486	540
$w_3 = \frac{G_3}{3600 f_3 \rho}$, м/с	0,15					
$w_1 = \frac{G_1}{3600 f_1 \rho}$, м/с	0,054	0,108	0,162	0,216	0,243	0,27
Rl, Па (по таблицам)	1,0	3,7	8,2	13,7	18,1	23
$P_{Д3} = \frac{w_3^2}{2}\rho$, Па	10,8					
$\zeta_{тр} = \frac{Rl}{P_{Д3}}$	0,093	0,342	0,756	1,264	1,68	2,12
$\zeta_р = 0,5\left(\frac{w_3 - w_1}{w_3}\right)^2$	0,205	0,039	—	—	—	—
$\frac{w_3}{w_1}$	—	—	0,95	0,713	0,634	0,57
$\zeta_{сж}$ (по графику рис. V.2.)	—	—	0,03	0,186	0,25	0,28
$w_3' = w_1 \frac{G_1}{G_3}$, м/с	0,0108	0,043	0,097	0,173	0,218	0,27
w_1^2, (м/с)²	0,0029	0,0166	0,026	0,0467	0,059	0,0727
$(w_3')^2$, (м/с)²	0,00012	0,00185	0,0094	0,03	0,0475	0,0727
w_3^2, (м/с)²	0,0225					
$\zeta_{см} = \frac{w_1^2 - (w_3')^2}{w_3^2}$	0,124	0,436	0,738	0,745	0,510	0
$\frac{w_3'}{w_3}$	0,07	0,279	0,63	—	—	—
$\zeta_{сж}$ (по графику рис. V.2.)	0,5	0,435	0,25	—	—	—
$\zeta_р = 0,5\left(\frac{w_3' - w_3}{w_3}\right)^2$	—	—	—	0,012	0,1	0,32
$\Sigma \zeta$	0,922	1,252	1,774	2,207	2,54	2,72

Наивыгоднейшая скорость после смешивания потоков в нижней крестовине определится из следующего равенства.

$$w_3' = 0,4w_1 = 0,4 \cdot 0,108 = 0,043 \text{ м/с}.$$

Потеря динамического давления при смешивании потоков

$$\Delta p_{см} = \frac{0,108^2 - 0,043^2}{2} \rho_{95^\circ} = 4,8 \text{ Па} > 1,46 \text{ Па}.$$

Наивыгоднейшая скорость в начале смешивания потоков

$$w_3' = 0,043 \text{ м/с} < 0,15 \text{ м/с}.$$

Следовательно,

$$\frac{w_3'}{w_3} = \frac{0,043}{0,15} = 0,28.$$

В этом случае (см. рис V.2) $\zeta_{сж} = 0,435$ и потеря при сжатии потоков составит:

$$\Delta p_{сж} = 0,435 \frac{0,15^2}{2} \rho_{95^\circ} = 4,7 \text{ Па} < 5,19 \text{ Па}.$$

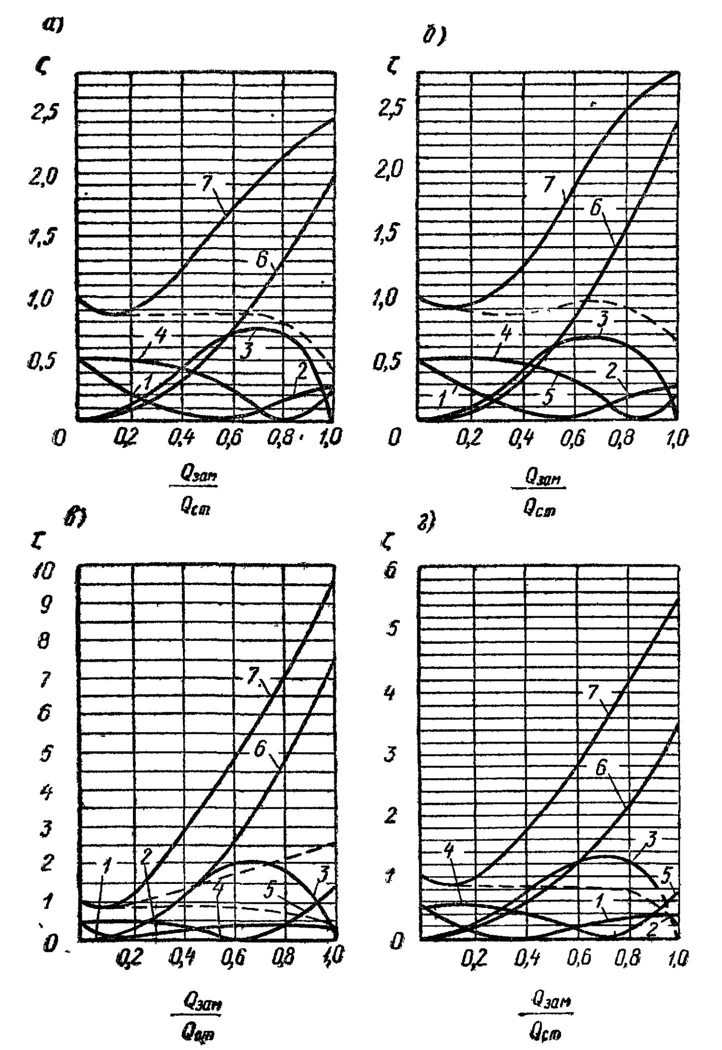


Рис. V.5. Кривые значений коэффициентов местного сопротивления замыкающего участка при диаметре его, меньшем, чем диаметр стояка

а — стояк 32 мм, замыкающий участок 25 мм, *б* — стояк 25 мм, замыкающий участок 20 мм; *в* — стояк 32 мм, замыкающий участок 20 мм; *г* — стояк 40 мм, замыкающий участок 25 мм; *1* и *2* — ζ при внезапном расширении и сжатии потока в верхней крестовине; *3* — ζ от смешивания потоков при минимальных потерях; *4* и *5* — ζ при сжатии потоков и внезапном расширении во время смешивания; *6* и *7* — потери на трение по длине замыкающего участка и Σζ

Общая потеря в замыкающем участке при $d_1 = 27$ мм

$$\Delta p = 0{,}43 + 3{,}7 + 4{,}8 + 4{,}7 = 13{,}63\ \text{Па}.$$

Это соответствует $\Sigma\zeta = 1{,}252$, тогда как при диаметре замыкающего участка $d_{з.у} = 35{,}75$ мм $\Sigma\zeta = 0{,}864$.

При тех же условиях примем диаметр замыкающего участка $d_у = 20$ мм. Повторив расчет, в данном случае получим $\Sigma\zeta = 2{,}646$.

На рис. V.5 (верхняя часть) показаны расчетные значения ζ замыкающего участка, отнесенные к динамическому давлению в стояке, для случая, когда диаметр замыкающего участка на один калибр меньше диаметра стояка; на этом же рисунке (нижняя часть) приведены расчетные значения для случая, когда диаметр замыкающего участка на два калибра меньше диаметра стояка.

§ 52. КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТЕКАНИЯ ВОДЫ В ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ В СИСТЕМАХ С ЗАМЫКАЮЩИМИ УЧАСТКАМИ

Рассмотрим часть стояка однотрубной системы с замыкающими участками. Отопительные приборы установлены по обе стороны стояка (рис. V.6, *а*).

Отношение массы воды, поступающей в отопительные приборы, находящиеся на одном этаже здания, к массе воды, перемещающейся по

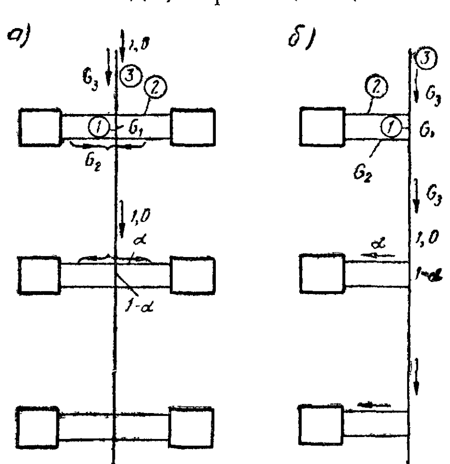


Рис. V.6. Стояки однотрубных систем водяного отопления с замыкающими участками

а — с двухсторонним присоединением отопительных приборов; *б* — с односторонним присоединением отопительных приборов

стояку, называется коэффициентом затекания воды в отопительные приборы.

Коэффициент затекания воды в оба отопительных прибора обозначим буквой α, тогда в каждый отопительный прибор будет поступать расход воды, кг/ч, равный:

$$G_2 = G_3 \frac{\alpha}{2}.$$

Допустим условно, что во всех стояках, включая замыкающие участки, вода остывает только в приборах.

Определим потери в подводках к каждому отопительному прибору. При делении потока в верхней крестовине проекция количества дви-

жения потока в стояке на направление подводки, расположенной под углом 90°, равна нулю. При этом теряется кинетическая энергия данного потока, обусловливающая потерю давления $1 \frac{w_3^2}{2} \rho$. Далее происходит потеря при входе в подводку, при этом теряется давление $0{,}5 \frac{w_2^2}{2} \rho$.

Общая потеря давления, Па, составит:

$$Z = \frac{w_3^2}{2} \rho + 0{,}5 \frac{w_2^2}{2} \rho.$$

Потери от трения в обеих подводках выразим в долях динамического давления их потока, тогда получим:

$$\zeta_{тр} = 2l_2 \frac{\lambda}{d}.$$

При выходе воды из подводок в радиатор принимаем $\zeta = 1$ Общие потери на трение в радиаторе и потери при выходе воды из радиатора в подводку принимаем $\zeta = 0{,}5$.

При смешивании потоков в нижней крестовине теряется кинетическая энергия потока из подводки и происходят дополнительные потери на вход смешанного потока, иначе говоря, при смешивании потоков общий $\zeta = 1{,}5$

Таким образом, общая потеря давления, Па, в обеих подводках:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + \left(0{,}5 + \zeta_{кр} + 2l_2 \frac{\lambda}{d} + 3\right) \frac{w_2^2}{2} \rho,$$

где $\zeta_{кр}$ — коэффициент местного сопротивления крана.

Выражение в скобках составляет приведенный коэффициент сопротивления обеих подводок (кроме потерь при повороте потока из стояка в подводки).

Обозначая выражение в скобках через $\Sigma\zeta_2$, получим:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2} \rho + \sum \zeta_2 \frac{w_2^2}{2} \rho. \tag{V.25}$$

Выразив общие потери в подводках в долях динамического давления в стояке, получим:

$$\Delta p_2 = \left[1 + \sum \zeta_2 \left(\frac{w_2}{w_3}\right)^2\right] \frac{w_3^2}{2} \rho,$$

где

$$\frac{w_2}{w_3} = \frac{Q_2}{f_2} \frac{f_3}{Q_3} = \frac{Q_2}{Q_3} \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2 \approx \frac{G_2}{G_3} \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2 = \frac{\alpha}{2} \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^2,$$

следовательно,

$$\Delta p_2 = \left[1 + \sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^4 \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2\right] \frac{w_3^2}{2} \rho. \tag{V.26}$$

В приведенных формулах α — коэффициент затекания воды не в один, а в оба отопительных прибора.

Если бы вода не остывала в приборах, то потеря давления в замыкающем участке была равна потере в подводках.

Охлаждение воды в приборах усиливает циркуляцию воды в подводках. Поэтому потеря давления в подводках равна потере в замыкающем участке плюс естественное давление от охлаждения воды в отопительных приборах.

$$\Delta p_2 = \zeta_{зам} \frac{w_3^2}{2} \rho + \Delta p_e = \left(\zeta_{зам} + \frac{\Delta p_e}{\frac{w_3^2}{2} \rho} \right) \frac{w_3^2}{2} \rho. \quad (V.27)$$

Полагаем, что вода в замыкающем участке не остывает, тогда

$$\frac{\Delta p_2}{\frac{w_3^2}{2} \rho} = \zeta_{зам} + \frac{\Delta p_e}{\frac{w_3^2}{2} \rho} = 1 + \sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 \quad (V.28)$$

или, ведя запись в относительных координатах:

$$\Delta \bar{p}_2 = \zeta_{зам} + \Delta \bar{p}_e = 1 + \sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2, \quad (V.29)$$

где $\Delta \bar{p}_2$ — относительные полные потери в подводках;

$\Delta \bar{p}_e$ — относительное естественное давление от охлаждения воды в приборе.

Отсюда можно было бы получить величину искомого коэффициента затекания α. Однако ζ замыкающего участка зависит от отношения $\frac{Q_{зам}}{Q_{ст}}$, т.е. от неизвестного значения $(1-\alpha)$, другими словами, от α.

Величину естественного давления, Па, от охлаждения воды в приборе, используя формулу (IV.38), можно записать так:

$$\Delta p_e = \frac{\rho_{70^\circ} - \rho_{95^\circ}}{95 - 70} \frac{\Delta t_{под}}{2} 0{,}5 g = \frac{15{,}89}{25} \frac{\Delta t_{под}}{2} 0{,}5 \cdot 9{,}8$$

или

$$\Delta p_e = 6{,}25 \frac{\Delta t_{под}}{2} 0{,}5 = 1{,}57 \Delta t_{под}, \quad (V.30)$$

где 0,5 — расстояние между центрами пробок радиатора, м;

$\Delta t_{под}$ — перепад температур в радиаторе, град.

Начертим кривую суммарных значений $\Sigma\zeta_{зам}$, например для стояка $d_3=27$ мм; замыкающего участка $d_1=21{,}25$ мм и подводок $d_2=21{,}25$ мм.

Сначала примем $\Delta p_e=0$, т. е. рассмотрим работу данного элемента системы на холодной воде; в этом случае уравнение (V.28) примет вид:

$$\sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2} \right)^4 \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 = \zeta_{зам} - 1. \quad (V.31)$$

Обозначив $\zeta_{зам} - 1 = \theta$, зависимость θ от α получим в виде парабол.

Заметим, что с увеличением отношения $\frac{Q_{зам}}{Q_{ст}}$ от нуля до единицы значения α будут меняться от единицы до нуля.

Если длину каждой подводки примем $l_2=1{,}5$ м и $\zeta_{кр}=2$, тогда в соответствии с уравнением (V.25) получим:

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2}\rho + (0{,}5 + 2\cdot 1{,}5\cdot 1{,}75 + 5)\frac{w_2^2}{2}\rho,$$

где $\frac{\lambda}{d}=1{,}75$ — приведенный коэффициент трения на 1 м для трубы $d_2=$ $=20$ мм.

Таким образом,

$$\Delta p_2 = \frac{w_3^2}{2}\rho + 10{,}75\frac{w_2^2}{2}\rho.$$

На рис. V.7, *а*, *б* приведены параболы, отвечающие уравнению

$$\theta = \sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^4 \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 = 10{,}75\left(\frac{27}{21{,}25}\right)^4\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2;$$

$$\theta = 7\alpha^2.$$

Длину каждой подводки примем $l_2=2{,}25$ м, тогда получим:

$$\theta = \sum \zeta_2 \left(\frac{d_3}{d_2}\right)^4 \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 = 13{,}4\cdot 2{,}605\ \frac{\alpha^2}{2} = 8{,}725\,\alpha^2$$

и т. д.

При длине каждой подводки $l_2=0{,}75$ м получим:

$$\theta = 8{,}12\cdot 2{,}605\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 = 5{,}3\,\alpha^2.$$

Рассмотрим случай, когда отопительные приборы находятся по одну сторону стояка (см. рис. V.6, *б*). Тогда в подводки поступает вода в количестве $G_2=G_{ст}\alpha$.

При длине каждой подводки $l_2=0{,}75$ м получим уравнение параболы

$$\theta = \Sigma\zeta_2\left(\frac{d_3}{d_2}\right)^4\alpha^2 = 8{,}12\cdot 2{,}605\alpha^2 = 21{,}2\alpha^2 = 4\cdot 5{,}3\alpha^2.$$

Иначе говоря, при том же коэффициенте затекания α при одностороннем присоединении отопительных приборов ординаты θ будут в 4 раза больше тех же ординат при двухстороннем присоединении приборов.

Для различных типов этажестояков на рис. V.8, *а*, *б* даны другие кривые теоретических коэффициентов местных сопротивлений замыкающих участков и указаны параболы, отвечающие различным длинам подводок, при значениях α от 0 до 1.

Подводки длиной 1,5 м назовем подводками номинальной длины, соответствующие им параболы начертим жирными линиями.

В точке встречи этих парабол с характеристикой замыкающего участка (также жирная линия) найдем искомую точку, отвечающую коэффициенту затекания α при работе данного элемента трубопровода на холодной воде. Для подводок номинальной длины эта точка отмечена кружком.

а)

15×15×15

$\xi_{зам} + \bar{H}_e$

$\bar{H}_e = 1{,}0$

$\bar{H}_e = 0{,}5$

$\xi_{зам}, \bar{H}_e = 0$

$B = 15{,}64\alpha^2$

$B = 3{,}91\alpha^2$

20×20×20

$B = 10{,}76\alpha^2$

$B = 2{,}69\alpha^2$

б)

25×15×20

$B = 28\alpha^2$

$B = 7\alpha^2$

$\bar{H}_e = 0$

25×15×15

$B = 135{,}4\alpha^2$

$B = 33{,}9\alpha^2$

$\bar{H}_e = 0$

Рис. V.7. Зависимость коэффициента затекания воды в отопительный прибор от относительного естественного давления при охлаждении воды в приборе $(\Delta p_e) = H_e$

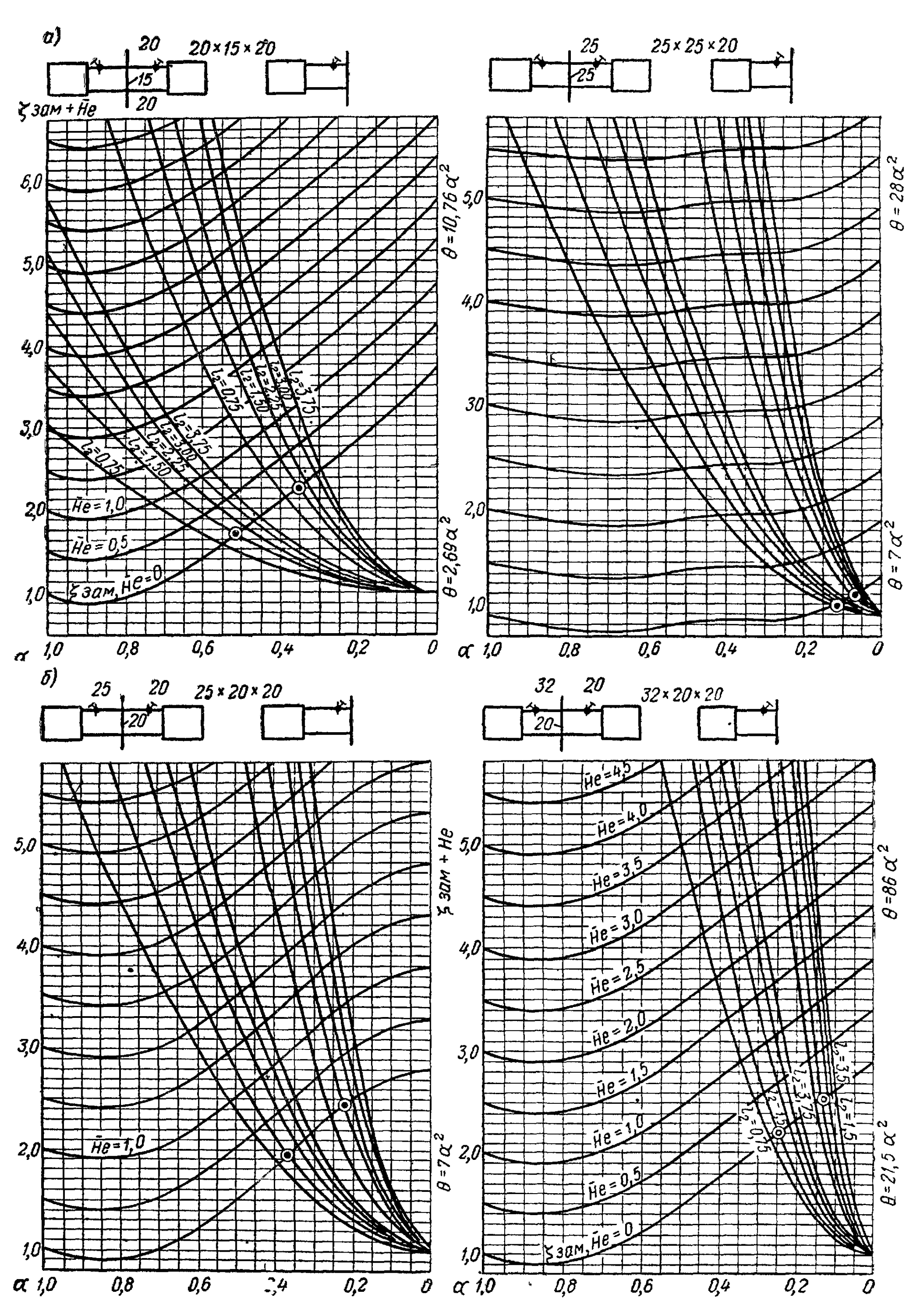


Рис. V.8. Зависимость коэффициента затекания воды в отопительный прибор от относительного естественного давления при охлаждении воды в приборе

Более крутые параболы показывают, что одностороннее присоединение отопительных приборов невыгодно, так как в этом случае коэффициент затекания α значительно понижается.

Для того чтобы, не решая сложных уравнений, определить значения α с учетом естественного давления от охлаждения воды в приборах, можно воспользоваться теми же характеристиками.

Откладываем по оси ординат относительные потери давления в замыкающем участке, сложенные с относительным естественным давлением, т. е. откладываем значения $\zeta_{зам}+\Delta\bar{p}_е$, при этом принимаем различные значения $\Delta\bar{p}_е$.

В точке пересечения характеристик подводок с суммарными характеристиками замыкающего участка и естественного давления получим искомые коэффициенты затекания для горячей воды.

Необходимо отметить, что коэффициент затекания можно получить в один прием только в том случае, если известна величина естественного давления, которая сама зависит от искомого коэффициента затекания.

Поэтому данные графики позволяют найти искомое значение α только путем подбора.

Однако, пользуясь несколько перестроенными графиками, можно определить α в один прием.

Пусть к каждому этажестояку присоединено по два прибора (см. рис. V.6, *а*).

Естественное давление от охлаждения воды в отопительном приборе при расстоянии между центрами пробок радиатора 0,5 м равно:

$$\Delta p_е = 1{,}57\Delta t_{под} = 1{,}57\,\frac{Q_2}{G_2 c} = 1{,}57\,\frac{Q_2}{cG_{ст}\dfrac{\alpha}{2}} = \frac{3{,}14 Q_2}{cG_{ст}\,\alpha};$$

при этом масса воды, циркулирующей в стояке, составит:

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{(95-70)\,c} = \frac{Q_{ст}}{25c}. \qquad (V.32)$$

Примем условно, что на каждом отдельном этаже тепловая мощность отопительных приборов одинакова; тогда тепловая мощность приборов, Вт, установленных на одном этаже:

$$Q_{эт} = \frac{Q_{ст}}{N},$$

где N — число этажей здания.

В таком случае

$$\Delta p_е = \frac{3{,}14\cdot 0{,}5 Q_{эт}\cdot 25}{Q_{ст}\,\alpha} = \frac{39{,}3 Q_{эт}}{Q_{ст}\,\alpha} = \frac{39{,}3}{N\alpha}. \qquad (V.33)$$

Ту же зависимость можно получить иначе.

При перепаде температур $t_{гор}-t_{обр}=97-70=25$ град в системах с замыкающими участками перепад температуры воды в подводках будет:

$$\Delta t_{под} \approx \frac{25}{N\alpha}. \qquad (V.34)$$

Следовательно, естественное давление от охлаждения воды в отопительном приборе

$$\Delta p_е = 1,57\Delta t_{под} = \frac{39,3}{N\alpha}, \qquad (V.35)$$

т. е. получаем то же значение, что и в уравнении (V.33).

Если разделим $\Delta p_е$ на величину динамического давления, отвечающего скорости воды в стояке $p_{дз}$, то получим относительное естественное давление

$$\Delta\bar{p}_е = \frac{\Delta p_е}{p_{дз}} = \frac{39,3}{N\alpha p_{дз}}. \qquad (V.36)$$

Отсюда можно определить динамическое давление, Па, воды в стояке:

$$p_{дз} = \frac{39,3}{N\alpha\Delta\bar{p}_е}. \qquad (V.37)$$

Зная, что значение $p_{дз}$ равно $\frac{w_з^2}{2}\rho$, найдем соответствующую скорость в стояке $w_з$, м/с.

Рассмотрим, например, этажестояк диаметром 20×15×20 мм с подводками номинальной длины (по 1,5 м).

На рис. V.8, *а* примем различные значения: $\alpha=0,9$; 0,8; 0,75..., до того значения α, при котором характеристики $\Delta p_е=0$, т. е. до того минимального значения $\alpha=0,515$, при котором радиатор работает на холодной воде.

Принятым значениям α для данного этажестояка отвечают значения $\Delta\bar{p}_е=2,35$; 1,8; 1,5 и т. д.; например, при $\Delta t=25°$ для $N=4$ получим:

$$p_{дз} = \frac{39,3}{\Delta\bar{p}_е\,\alpha N} = \frac{39,3}{2,35\cdot 0,9\cdot 4} = 4,66 = \frac{w_з^2}{2}\rho,$$

откуда $w_з=0,1$ м/с.

Таким же путем для $\alpha=0,8$ найдем: $p_{дз}=7,03$ Па и $w_з=0,12$ м/с и т. д.

Сравнение теоретических коэффициентов затекания холодной и горячей воды в отопительные приборы с опытными данными, полученными ЛО ВОДГЕО при двухстороннем присоединении радиаторов «Гамма» № 1 (по 12 секций) приведено на рис. V.9 и V.10.

При расчете было принято, что вода в замыкающих участках не остывает.

Таким образом, при работе радиаторов на горячей воде с увеличением скорости воды в стояке коэффициент затекания воды уменьшается.

В малых кольцах циркуляции вертикальных однотрубных систем с верхней разводкой естественное давление от остывания воды в радиаторах действует в сторону движения воды, а в системах с нижней разводкой — против движения воды. Во втором случае сопротивление водяного тракта через радиатор больше, чем в первом. Для обоих случаев справедливо равенство

$$\zeta_{зам} = \zeta_{пр} \pm \Delta\bar{p}_е. \qquad (V.38)$$

На рис. V.11 приводятся графики для определения коэффициента затекания воды α в радиаторы вертикальных однотрубных систем отоп-

ления с осевыми замыкающими участками и кранами двойной регулировки как с верхней, так и с нижней разводкой подающих магистралей. Эти графики применимы также и для систем с П-образными стояками, т. е. для систем с нижней разводкой подающих и обратных магистралей. В этом случае восходящие ветви П-образных стояков рассматриваются как стояки с нижней разводкой, а нисходящие — как стояки с верхней разводкой подающей магистрали. Ниже рассматривается случай одностороннего присоединения радиаторов к стоякам.

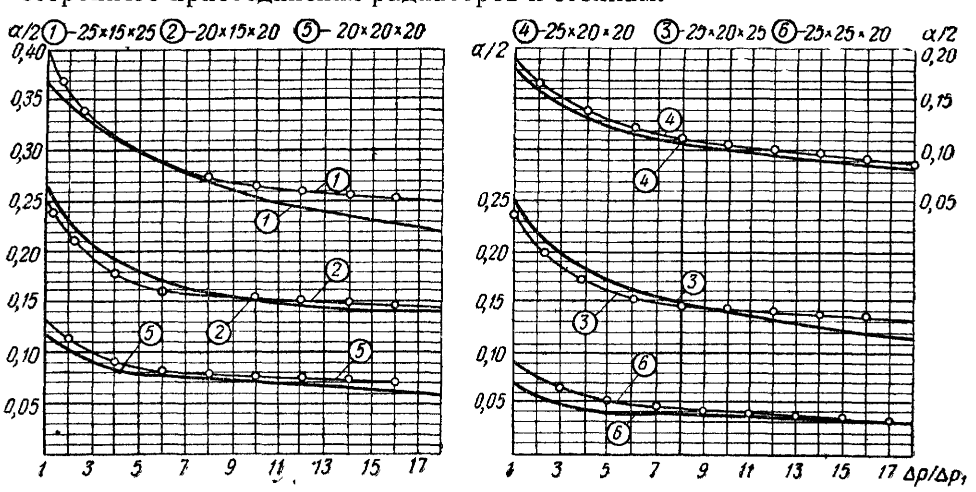


Рис V.9. Сравнение теоретических данных с данными опытных определений коэффициента затекания холодной воды (— теоретические данные, —о— опытные результаты)

Рис V.10. Сравнение теоретических данных с данными опытных определений коэффициента затекания α горячей воды (— теоретические данные; —о— опытные результаты)

При вычислении $\zeta_{з.у}$ монтажная высота радиатора была принята равной 0,5 м. При вычислении $\zeta_{пр}$ длина каждой подводки была принята постоянной и равной 0,5 м; коэффициенты местного сопротивления: крана двойной регулировки с условным диаметром 15 мм $\zeta_{кр}=4$, для других

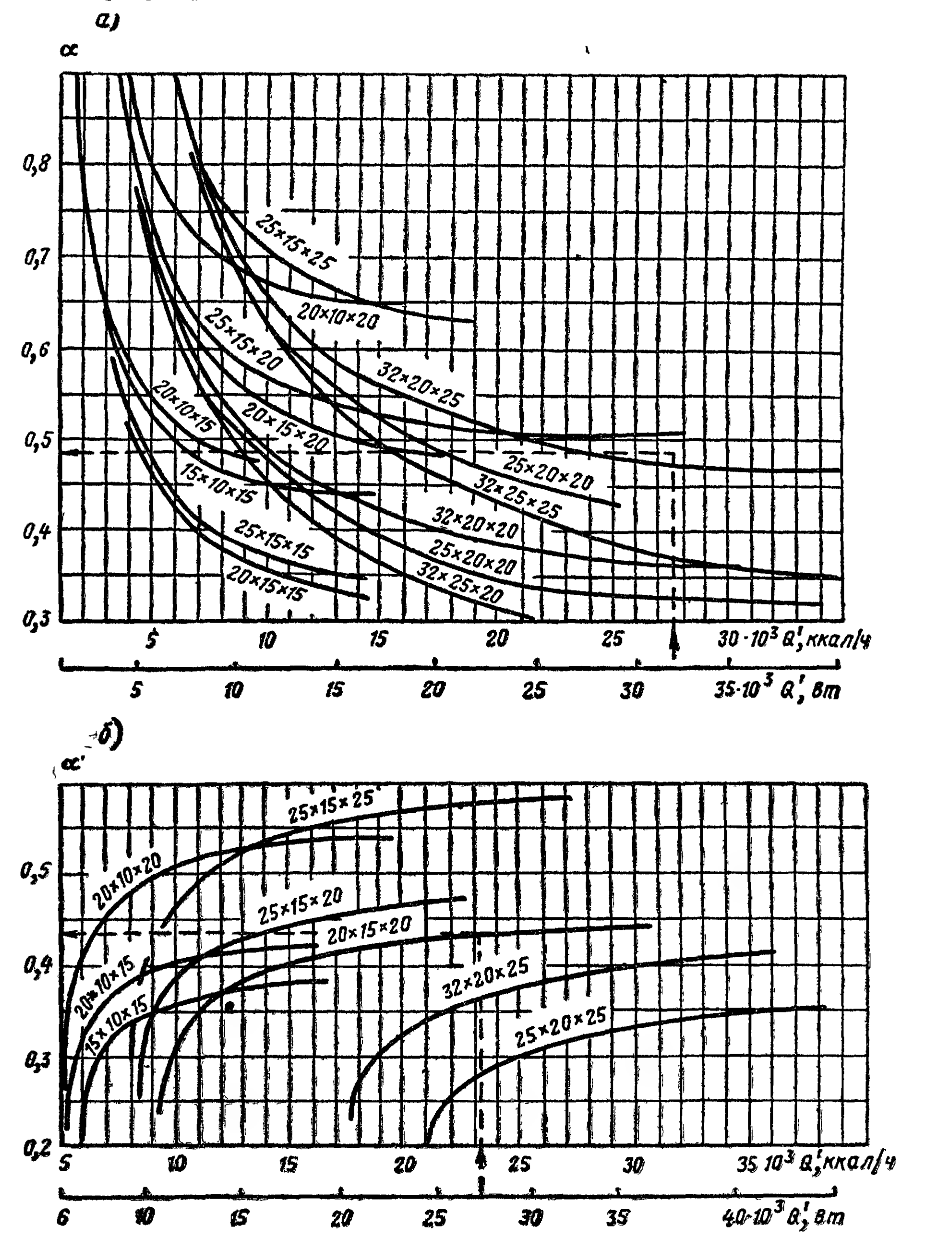


Рис. V.11. Определение коэффициента затекания воды α в радиаторы вертикальных однотрубных систем отопления с осевыми замыкающими участками и односторонним присоединением радиаторов к стоякам, $\Delta t = 95-70 = 25°$ С

а — с верхней разводкой подающих магистралей, *б* — с нижней разводкой подающих магистралей

диаметров $\zeta_{кр}=2$; каждой утки (всего две) $\zeta_{у}=0,5$; радиатора при $d_{под}=15$ мм $\zeta_{пр}=1,6$; при $d_{под}\geqslant 20$ мм $\zeta_{пр}=1,2$. Принятые значения ζ крана двойной регулировки, утки и радиатора отнесены к скорости воды в подводке $w_{пр}=w_2$, в то время как в равенстве (V.38) они отнесены к скорости воды в стояке $w_{ст}=w_3$.

Цифры, характеризующие типы этажестояков на графиках, означают: первая цифра — условный диаметр стояка, вторая — замыкающего участка, третья — подводок, мм.

При построении графиков в качестве независимой переменной принята величина

$$Q'=Q_{пр}\sqrt{\left(\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}\right)^3}=Q_{пр}\sqrt{m^3}, \qquad (V.39)$$

где $Q_{ст}$ — тепловая нагрузка стояка, Вт;

$Q_{пр}$ — тепловая нагрузка рассчитываемого прибора, Вт.

Анализ формул и графиков для систем с нижней разводкой показывает, что функция $\alpha=f(Q'_{пр})$ или $\alpha=f(Q')$ двузначна, т. е. одному значению $Q_{пр}$ или Q' соответствуют два значения α, причем одно из них (меньшее) характеризует процесс опрокинутой циркуляции воды в радиаторах. На графиках левые крайние точки соответствуют тем значениям α, которые являются границей между расчетной и опрокинутой циркуляцией.

При пользовании графиками для верхней и нижней разводок следует иметь в виду, что для расчетных значений α, лежащих за пределами графиков вправо, коэффициенты затекания α принимаются равными коэффициентам, соответствующим правым крайним точкам этих графиков[1].

Пример V.2. Дана суммарная тепловая нагрузка П-образного стояка в пятиэтажном жилом доме $Q_{ст}=9000$ Вт; тип стояка 20×15×20 мм

Требуется определить коэффициент затекания воды в радиатор на восходящей ветви, расчетная теплопередача которого $Q_{пр}=1000$ Вт.

Решение

$$\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}=\frac{9000}{1000}=9.$$

Далее вычисляем Q':

$$Q'=Q_{пр}\left(\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}\right)^{3/2}=1000\sqrt{9^3}=27\,000\ \text{Вт}.$$

По графику для стояка 20×15×20 мм (рис. V.11, *б*) находим 0,437 (на рисунке показано пунктиром).

Пример V.3. Для тех же условий, что и в предыдущем примере, требуется определить коэффициент затекания воды в радиатор на нисходящей ветви, расчетная теплопередача которого $Q_{пр}=700$ Вт.

Решение

$$\frac{Q_{ст}}{Q_{пр}}=\frac{9000}{700}=12,86 \text{ и}$$

$$Q'=700\sqrt{12,86^3}=32\,200\ \text{Вт}.$$

---

[1] При вычислении Q' для П-образных стояков тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}$ берется для восходящей и нисходящей ветвей суммарная.

Так как значение Q' лежит за пределами графика, для стояка 20×15×20 мм принимаем минимальное значение α, соответствующее правой крайней точке графика: $\alpha=0,48$ (на рис. V.11 показано пунктиром).

§ 53. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Расходуемое в системе давление, Па, должно быть меньше расчетного циркуляционного давления, определяемого по формуле IV.50, на 10%, т. е.

$$\Sigma(Rl+Z)=0,9\Delta p_{\text{р}}, \tag{V.40}$$

где l — длина участков наиболее невыгодного циркуляционного кольца теплопроводов, м;

R — удельная линейная потеря давления от трения (по длине 1 м трубы) на соответствующих участках, Па/м;

Z — потеря давления на местные сопротивления на тех же участках, Па.

Искусственное давление $\Delta p_{\text{н}}$, создаваемое насосом, принимается: а) для зависимых систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям через элеваторы или смесительные насосы, исходя из располагаемой разности давления на вводе и коэффициента смешения; б) для независимых систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям через теплообменники или к котельным без перспективы присоединения к тепловым сетям, исходя из предельно допустимой скорости движения воды в теплопроводах (по табл. IV.1), возможности увязки потери давления в циркуляционных кольцах систем и технико-экономических расчетов.

Ориентируясь на величину средней удельной линейной потери давления $R_{\text{ср}}$, сначала определяют предварительные, а затем (с учетом потери на местные сопротивления) окончательные диаметры теплопроводов.

Расчет теплопроводов начинают с основного наиболее неблагоприятного циркуляционного кольца, которым следует считать:

а) в насосной системе с тупиковым движением воды в магистралях — кольцо через наиболее нагруженный и отдаленный от теплового пункта стояк;

б) в насосной системе с попутным движением воды — кольцо через средний наиболее нагруженный стояк;

в) в гравитационной системе — кольцо, у которого в зависимости от располагаемого циркуляционного давления, значение $R_{\text{ср}}$ будет наименьшим.

Средняя ориентировочная величина линейной потери давления в теплопроводах расчетного циркуляционного кольца определяется по формуле

$$R_{\text{ср}}=\frac{(1-k)\,\Delta p_p}{\Sigma l}\,. \tag{V.41}$$

где k — коэффициент, учитывающий долю потери давления на местные сопротивления от общей величины расчетного циркуляционного давления; для систем отопления с естественной циркуляцией $k=0,5$, для систем отопления с искусственной циркуляцией $k=0,35$;

Σl — общая длина последовательно соединенных участков расчетного кольца, м.

Зная $R_{ср}$ и расход воды $G_{уч}$, находят соответствующий им диаметр участка по таблицам для расчета теплопроводов.

При расчете по характеристикам сопротивления определяют удельную характеристику сопротивления, Па/(кг/ч)^2:

$$S = \frac{R_{ср}}{G_{уч}^2} \qquad (V.42)$$

и по приложению 1 находят соответствующий ей диаметр участка.

Увязка потерь давления в циркуляционных кольцах должна производиться с учетом только тех участков, которые не являются общими для сравниваемых колец.

Расхождение (невязка) в расчетных потерях давления на параллельно соединенных участках отдельных колец системы допускается при тупиковом движении воды до 15%, при попутном движении воды в магистралях ±5%.

Расчет участков сети. Потери давления на участках сети могут быть определены с использованием табличных значений удельных линейных потерь давления R, Па/м, или характеристик сопротивления S, Па(кг/ч)^2. Первый способ дает более точные значения потерь давления на трение и используется, как правило, при расчете систем с естественной циркуляцией, где скорость движения воды относительно небольшая и коэффициент гидравлического трения не пропорционален квадрату скорости. При расчете по характеристикам сопротивления используют осредненные значения коэффициентов гидравлического трения из области значительной скорости, где без заметной погрешности применима квадратичная зависимость, в связи с чем по этому способу рассчитываются насосные однотрубные системы отопления.

Пример V 4. Определить потерю давления на участке теплопровода длиной $l = 15$ м, диаметром $d_у = 20$ мм при сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 9$ и массе воды, перемещаемой по участку $G = 194$ кг/ч.

Решение. При определении потери давления в сети обычно используется табличная форма записи (табл. V.4 и табл. V 5)

а) Расчет по таблицам для расчета теплопроводов.

Таблица V.4

Потеря давления в теплопроводах

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$d_у$, мм	R, Па/м	w, м/с	$\Sigma\zeta$	Rl, Па	Z, Па	$Rl+Z$, Па
1	—	194	15	20	21,6	0,15	9	324	100	424

Для расчета воспользуемся таблицами для расчета теплопроводов из Справочника проектировщика промышленных и общественных зданий и сооружений.

В табл. 1 раздела X по графе диаметра трубопровода $d_у = 20$ мм найдем заданный расход воды $G = 194$ кг/ч. Непосредственно под найденной величиной расхода записана скорость воды в трубопроводе $w = 0{,}15$ м/с; в той же строке в крайней левой графе удельная потеря давления на трение $R = 2{,}2$ кгс/м^2, или в системе СИ $R = 2{,}2 \cdot 9{,}81 = 21{,}6$ Па. Полученные значения записываем в таблицу.

Потеря давления на трение по всей длине теплопровода получится как произведение удельной потери на длину участка

$$Rl = 21{,}6 \cdot 15 = 324 \text{ Па}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях при известной скорости $w = 0{,}15$ м/с и сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 9$ могут быть получены из табл. 3 раздела X: $\Delta p = 10{,}15 \cdot 9{,}81 = 100$ Па.

Суммарная потеря давления на расчетном участке:

$$(Rl + Z)\,\Delta P = 324 + 100 = 424 \text{ Па}.$$

б) Расчет по характеристикам сопротивления.

Таблица V.5

Потеря давления в теплопроводах

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$d_у$ мм	$A\cdot10^4$, Па/(кг/ч)^2	λ/d, 1/м	$\Sigma\zeta$	$S\cdot10^4$, Па/(кг/ч)^2	Δp, Па
1	—	194	15	20	3,18	1,8	9	114,5	430

Для расчета по характеристикам сопротивления воспользуемся приложением 1 и для трубы $d_у = 20$ мм найдем: удельное динамическое давление в теплопроводе $A\cdot10^4 = 3{,}18$ Па/(кг/ч)^2 и приведенный коэффициент трения на 1 пог. м длины трубы $\lambda/d = 18$ 1/м. По формуле (V.8) определим значение характеристики сопротивления участка

$$S = A\,(\lambda/dl + \Sigma\zeta) = 3{,}18\cdot10^{-4}\,(1{,}8\cdot15 + 9) = 114{,}5\cdot10^{-4} \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Суммарная потеря давления на расчетном участке

$$\Delta p = SG^2 = 114{,}5\cdot10^{-4}\cdot194^2 = 430 \text{ Па}.$$

§ 54. ВЕРТИКАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Прежде чем приступить к расчету системы отопления, необходимо сконструировать стояки (см. рис. IV.25), вычертить расчетную схему в аксонометрической проекции, пронумеровать стояки и расчетные участки теплопроводов. Стояки обозначаются цифрами, которые записываются на схеме в кружках над каждым стояком. Участкам между стояками присваиваются двойные номера, соответствующие номерам стояков (например, участку между стояками *3* и *4* присваивается номер *3—4* по подающей магистрали и *4′—3′* по обратной магистрали); номера этих участков на схеме не записываются. Остальные участки сети нумеруются порядковыми номерами и обозначаются по схеме.

На вычерченную схему отопления наносят тепловые нагрузки каждого отопительного прибора, а затем путем последовательного суммирования определяют тепловые нагрузки каждого стояка и каждого участка подающей и обратной магистралей. На расчетной схеме около каждого участка записывают тепловую нагрузку и длину участка. Определение тепловых нагрузок сети выполняется с точностью до 10 Вт. Общая тепловая мощность системы, полученная последовательным суммированием тепловых нагрузок параллельных участков сети, должна совпадать с суммарной величиной теплопотерь здания.

По тепловым нагрузкам выполняется гидравлический расчет отопительной системы, в результате чего определяются расход теплоносителя, диаметр теплопроводов и потери давления в системе.

Расчет вертикальных однотрубных систем отопления следует проводить методом характеристик сопротивления при переменном перепаде температуры воды в стояках.

В индустриальных системах отопления стояки, как правило, должны быть одного диаметра по всей высоте здания, и только в тех случаях,

когда невозможно их гидравлически увязать, делают один переход с одного диаметра этажестояка на другой.

При расчете однотрубных систем отопления стояк рассматривают как самостоятельную расчетную единицу.

Используя расчетную схему, определяют характеристики сопротивления этажестояков и узлов присоединения стояков к подающей и обратной магистралям для диаметров 15, 20 и 25 мм.

Выбирают наименее нагруженный стояк, назначают для него наименьший диаметр, т. е. 15 мм, вычисляют характеристику сопротивления стояка по сумме характеристик составляющих его этажестояков и подводок и определяют потери давления в нем при расходе воды, который принимают по разности температуры воды во всей системе отопления. Сопоставляют потери давления с располагаемым циркуляционным давлением и проверяют скорость движения воды, которая не должна превышать допустимых пределов.

В попутной системе водяного отопления перепады давления во всех стояках, при надлежащей увязке, достаточно близки по величине. Поэтому представляется возможным предварительно определить значения характеристик сопротивления всех стояков S_n по характеристике сопротивления наименее нагруженного стояка (S_0):

$$S_n = S_0 \left(\frac{Q_0}{Q_n}\right)^2.$$

По полученным значениям характеристик сопротивления S_n следует сконструировать стояки из типовых узлов этажестояков и определить действительные характеристики сопротивления. При этом они не должны отличаться от расчетных более чем на 20%, так как при расчете системы отопления по переменному перепаду температуры воды в стояках допускается отклонение от расчетного перепада температур ±15%.

В тупиковой системе отопления, где расчетные перепады давления во всех стояках различны, потери давления в однотипных стояках одной ветви системы (полагая, что такие стояки могут быть в начале и в конце рассчитываемой ветви) могут отличаться приблизительно на 20%. Поэтому практически для надежной гидравлической увязки тупиковой системы примерно 30% потери давления в стояке может быть израсходовано на участках между крайними стояками рассчитываемой ветви системы, а остальная часть располагаемого давления может быть израсходована в магистралях между рассчитываемой ветвью и тепловым узлом. Такая рекомендация не может охватить всего разнообразия сочетаний тепловых нагрузок, но зачастую позволяет лучше ориентироваться при распределении располагаемого давления.

Пример V 5. Рассчитать ветвь насосной однотрубной проточно-регулируемой системы отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях для 9-этажного жилого дома, представленную на рис. V 12

Для индустриализации монтажа системы отопления стояки *1*, *2* и *5*, которые имеют большую тепловую нагрузку, примем диаметром 20 мм, а стояки *3*, *4* и *6* диаметром 15 мм.

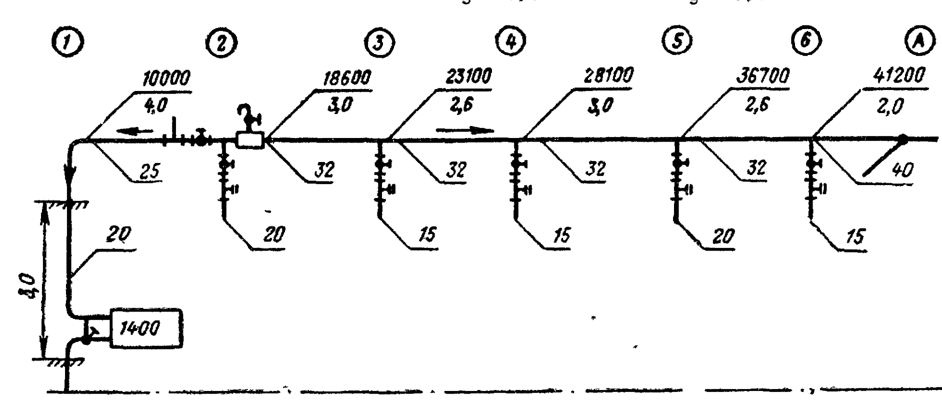
Определим потери давления, количество затекающей воды в стояки и перепады температуры воды в стояках

Решение. До начала гидравлического расчета необходимо для всех стояков вычислить величины $Q_{ст}$, ΣQh [см. формулу (IV.36)] и $h_0 = \frac{\Sigma Qh}{Q_{ст}}$.

Определим характеристики сопротивления этажестояков[1].

Коэффициенты местных сопротивлений этажестояка

	Для $d_у = 15$ мм	Для $d_у = 20$ мм
Два отвода	$\zeta = 3$	$\zeta = 2$
Трехходовой кран . . .	$\xi = 2$	$\zeta = 1,5$
Радиатор	$\zeta = 1,6$	$\zeta = 1,2$
Две утки	$\zeta = 1,6$	$\zeta = 1,4$
	$\Sigma\zeta = 8,2$	$\Sigma\zeta = 6,1$



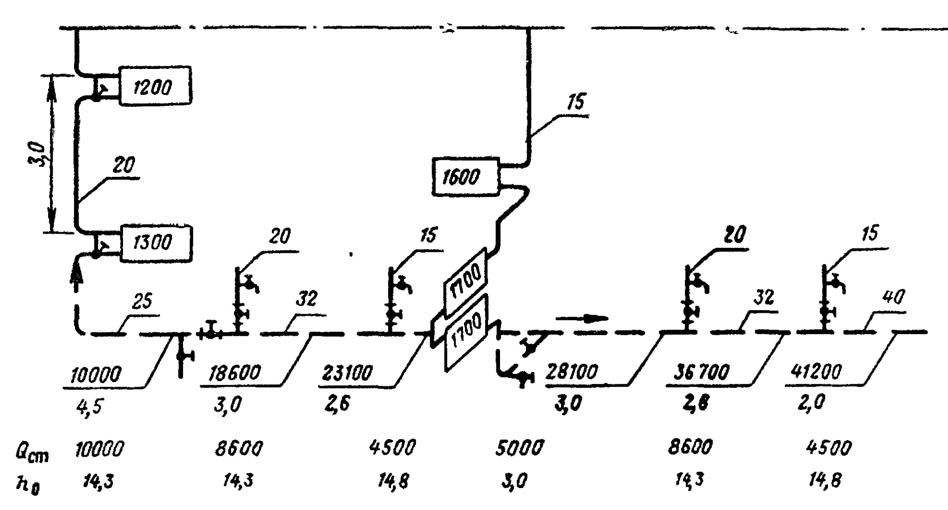


Рис. V.12. Вертикальная однотрубная тупиковая система отопления с верхней разводкой

Характеристики сопротивления этажестояка диаметром 20 и 15 мм при длине труб 3,8 м (см. приложение 1):

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4}\ (2,7 \cdot 3,8 + 8,2) = 196 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4}\ (1,8 \cdot 3,8 + 6,1) = 41 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

[1] В расчетах могут быть использованы значения характеристик сопротивления радиаторных узлов, приводимые в справочной литературе, если они отвечают принятым конструктивным решениям.

Коэффициенты местных сопротивлений узлов присоединения стояков к магистрали

	Подающая магистраль		Обратная магистраль	
	$d_у = 15$ мм	$d_у = 20$ мм	$d_у = 15$ мм	$d_у = 20$ мм
Тройник . . .	$\zeta = 5$	$\zeta = 5$	$\zeta = 1,5$	$\zeta = 1,5$
Отступ . .	$\zeta = 0,8$	$\zeta = 0,7$	$\zeta = 0,8$	$\zeta = 0,7$
Пробочный кран	$\zeta = 3,5$	$\zeta = 1,5$	$\zeta = 3,5$	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma\zeta = 9,3$	$\Sigma\zeta = 7,2$	$\Sigma\zeta = 5,8$	$\Sigma\zeta = 3,7$

Характеристики сопротивления узлов присоединения стояков к подающим магистралям при длине трубы 1 м:

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4}\,(2,7 \cdot 1 + 9,3) = 126 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4}\,(1,8 \cdot 1 + 7,2) = 29 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Характеристики сопротивления узлов присоединения стояков к обратным магистралям при длине трубы 1,5 м:

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4}\,(2,7 \cdot 1,5 + 5,8) = 103 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4}\,(1,8 \cdot 1,5 + 3,7) = 20,7 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Расчет начнем со стояков *1* и *2*. Так как тепловые нагрузки их значительно отличаются друг от друга, а конструктивно стояки приняты одного диаметра 20 мм, то предварительно определим потокораспределение между стояками *1* и *2*.

Участки магистралей *1 — 2* примем диаметром 25 мм.

Коэффициенты местных сопротивлений участков *1—2*

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
Два проходных крана	$\zeta = 3$
Два отвода	$\zeta = 1$
Два отступа	$\zeta = 1,2$
	$\Sigma\zeta = 8,7$

Характеристика сопротивления участков *1—2* $d_у = 25$ мм, $l_{1-2} = 8,5$:

$$S_{1-2} = 1,23 \cdot 10^{-4}\,(1,4 \cdot 8,5 + 8,7) = 22,6 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Характеристика сопротивления и проводимость стояка *1* с участками магистралей *1—2*:

$$S_{ст1} = (22,6 + 41 \cdot 9)\,10^{-4} = 391,6 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$\sigma_{ст1} = 5,05\ \text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Характеристика сопротивления и проводимость стояка *2*:

$$S_{ст2} = (29 + 41 \cdot 9 + 20,7)\,10^{-4} = 418,6 \cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$\sigma_{ст2} = 4,9\ \text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Определим количество воды, затекающей в стояк *1*, принимая суммарное количество воды для стояков *1* и *2* по перепаду температуры воды в системе 25°:

$$G_{ст1} = \frac{Q_{ст1} + Q_{ст2}}{\Delta tc} \cdot \frac{\sigma_{ст1}}{\sigma_{ст1} + \sigma_{ст2}} = \frac{18\,600\sqrt{3,6}}{25 \cdot 4,187} \cdot \frac{5,05}{5,05 + 4,9} = 325\ \text{кг}/\text{ч}.$$

Определим потерю давления в стояке *1* при расходе воды 325 кг/ч:

$$\Delta p_{ст1} = S_{ст1}\, G^2_{ст1} = 391,6 \cdot 10^{-4} \cdot 325^2 = 4150 \text{ Па}.$$

Определим перепад температуры воды в стояке при расходе воды 325 кг/ч, используя формулу (IV.33):

$$\Delta t_{ст1} = \frac{Q_{ст1}}{G_{ст1}\, c} = \frac{10\,000 \cdot 3,6}{325 \cdot 4,187} = \frac{10\,000}{325 \cdot 1,163} = 26,4°.$$

Определим величину естественного давления в стояке *1* по формуле (IV.36):

$$\Delta p_{е.ст1} = \beta g h_0 \Delta t = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 26,4 = 2360 \text{ Па}.$$

Определяем расчетную разность давлений:

$$\Delta p_{1,2} = \Delta p_{ст1} - \Delta p_{е.ст1} = 4150 - 2360 = 1790 \text{ Па}.$$

Количество воды, затекающей в стояк *2*, с учетом естественного давления может быть определено интерполяцией. предварительно задавшись перепадом температуры воды в стояке, равном перепаду в системе, определим величину давления, которая может быть израсходована в стояке *2*:

$$\Delta p_а = \Delta p_{1,2} + \beta g h_0\, \Delta t = 1790 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 25 = 4010 \text{ Па}.$$

Определим количество воды, протекающей через стояк *2* при $\Delta p_а = 4010$ Па:

$$G_а = \sqrt{\frac{\Delta p_а}{S_{ст2}}} = \sqrt{\frac{4010}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 310 \text{ кг/ч}.$$

По полученному расходу воды в стояке определим новое значение располагаемого давления $\Delta p_б$:

$$\Delta p_б = \Delta p_{1,2} + \frac{\beta g Q_{ст2}\, h_0}{G_а\, c} = 1790 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{310 \cdot 1,163} = 3910 \text{ Па}.$$

Теперь определим новый расход воды по стояку $G_б$ и соответствующее ему располагаемое давление $\Delta p_в$:

$$G_б = \sqrt{\frac{3910}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 305 \text{ кг/ч};$$

$$\Delta p_в = 1790 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{305 \cdot 1,163} = 3950 \text{ Па}.$$

Действительный расход воды по стояку *2* определим линейной интерполяцией между значениями $G_а = 310$ кг/ч при давлениях $\Delta p_а$, $\Delta p_б$ и $G_б = 305$ кг/ч при давлениях $\Delta p_б$, $\Delta p_в$ или по соотношению

$$G_{ст2} = G_а - (G_а - G_б)\frac{\Delta p_а - \Delta p_б}{\Delta p_а + \Delta p_в - 2\Delta p_б} =$$

$$= 310 - (310 - 305)\frac{4010 - 3910}{4010 + 3950 - 7820} = 306 \text{ кг/ч}.$$

Расчетный перепад температуры по стояку *2* составит:

$$\Delta t_{ст2} = \frac{8600}{306 \cdot 1,163} = 24,1°.$$

Результаты расчета записываем в табл. V 6.

Расход воды по участкам *2—3* будет равен сумме расходов воды по стоякам *1* и *2*:

$$G_{2-3} = 325 + 306 = 631 \text{ кг/ч}.$$

Таблица V6

Гидравлический расчет однотрубной системы отопления

Номер участков и стояков	Тепловая нагрузка Q, Вт	h_0, м	Диаметр труб $d_у$, мм	Длина участка l, м	Приведенный коэффициент трения $\frac{\lambda}{d}$	Приведенный коэффициент трения участка $\frac{\lambda}{d} l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений участков $\Sigma\zeta$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta$	Удельное динамическое давление в теплопроводе $A \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	Характеристика сопротивления $S \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	Расход G, кг/ч	Перепад температуры Δt, град	Потеря давления на участке стояка, Па	Гравитационное давление Δp_e, Па	Необходимая разность давления Δp, Па
1	10 000	14,3	—	—	—	—	—	—	—	391,6	325	26,4	4150	2360	1790
2	8 600	14,3	—	—	—	—	—	—	—	418,6	306	24,1	3930	2140	1790
2—3	18 600	—	32	6	1	6	5	11	0,392	4,31	631	—	172	—	—
3	4 500	14,8	—	—	—	—	—	—	—	1993	147	26,3	4382	2420	1962
3—4	23 100	—	32	5,2	1	5,2	3,5	8,7	0,392	3,4	778	—	206	—	—
4	5 000	3	15	32	2,7	86,4	28,3	114,7	10,6	1210	149	28,8	2708	540	2168
4—5	28 100	—	32	6	1	6	3,5	9,5	0,392	3,73	927	—	322	—	—
5	8 600	14,3	—	—	—	—	—		—	418,6	332	22,3	4540	2050	2490
5—6	36 700	—	32	5,2	1	5,2	3,5	8,7	0,392	3,4	1259	—	540	—	
6	4 500	14,8	—	—	—	—	—	—	—	1993	166	23,2	5180	2150	3030
6—А	41 200	—	40	4	0,8	3,2	5,5	8,7	0,23	2	1425	—	405	—	—
														$\Delta p_А = 3435$	

Примем диаметр для участков *2—3* равным 32 мм. Вычислим характеристику сопротивления участков и потерю давления в них.

Коэффициенты местного сопротивления на участках *2—3*

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0{,}5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
Воздухосборник	$\zeta = 1{,}5$
	$\Sigma\zeta = 5$

Характеристика сопротивления участков *2—3*:

$$S_{2-3} = 0{,}392\cdot 10^{-4}(1{,}0\cdot 6 + 5) = 4{,}31\cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Потеря давления на участках *2—3*:

$$\Delta p_{2-3} = 4{,}31\cdot 10^{-4}\cdot 631^2 = 172\ \text{Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка *3* составит:

$$\Delta p_3 = 1790 + 172 = 1962\ \text{Па}.$$

Характеристика сопротивления стояка *3*:

$$S_{\text{ст.3}} = (126 + 9\cdot 196 + 103)\ 10^{-4} = 1993\cdot 10^{-4}\ \text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Количество воды, затекающей в стояк *3*, с учетом естественного давления определяется так же, как для стояка *2*. Предварительно задавшись перепадом температуры воды в стояке, равным перепаду в системе, определим величину давления $\Delta p_\text{а}$ и соответствующий ему расход $G_\text{а}$, а затем по расходу $G_\text{а}$ определим давление $\Delta p_\text{б}$ и соответствующие ему расход $G_\text{б}$ и давление $\Delta p_\text{в}$ Действительный расход определим интерполяцией:

$$\Delta p_\text{а} = 1962 + 0{,}64\cdot 9{,}8\cdot 14{,}3\cdot 25 = 4282\ \text{Па};$$

$$G_\text{а} = \sqrt{\frac{4282}{1993\cdot 10^{-4}}} = 146\ \text{кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_\text{б} = 1962 + \frac{0{,}64\cdot 9{,}8\cdot 66600}{146\cdot 1{,}163} = 4402\ \text{Па};$$

$$G_\text{б} = \sqrt{\frac{4402}{1993\cdot 10^{-4}}} = 149\ \text{кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_\text{в} = 1962 + \frac{0{,}64\cdot 9{,}8\cdot 66\,600}{149\cdot 1{,}163} = 4360\ \text{Па};$$

$$G_{\text{ст3}} = 146 - (146 - 149)\ \frac{4282 - 4360}{4282 + 4360 - 8804} = 147\ \text{кг}/\text{ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке *3*

$$\Delta t_{\text{ст3}} = \frac{4500}{147\cdot 1{,}163} = 26{,}3^\circ.$$

Расход воды по участкам *3—4* будет равен:

$$G_{3-4} = 631 + 147 = 778\ \text{кг}/\text{ч}.$$

Диаметр труб на участках *3—4* примем равным 32 мм и вычислим их характеристику сопротивления и потерю давления в них.

Коэффициенты местных сопротивлений на участках *3—4*

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
	$\Sigma\zeta = 3,5$

Характеристика сопротивлений участков *3—4*:

$$S_{3-4} = 0,392 \cdot 10^{-4}(1,0 \cdot 5,2 + 3,5) = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Потеря давления на участках *3—4*:

$$\Delta p_{3-4} = 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 778^2 = 206 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка *4* будет равна:

$$\Delta p_4 = 1962 + 206 = 2168 \text{ Па}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений стояка *4* при диаметре 15 мм

Тройник на ответвлении от подающей магистрали	$\zeta = 5$
Тройник на ответвлении от обратной магистрали	$\zeta = 1$
Два пробочных крана	$\zeta = 7$
Шесть отводов	$\zeta = 9$
Два отступа	$\zeta = 1,6$
Скоба	$\zeta = 1,5$
Радиаторы	$\zeta = 3,2$
	$\Sigma\zeta = 28,3$

Характеристика сопротивления стояка *4* при общей длине 32 м:

$$S_{\text{ст}4} = 10,6 \cdot 10^{-4}(2,7 \cdot 32 + 28,3) = 1210 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Количество затекающей воды в стояк *4* определяем интерполяцией; для этого вычисляем:

$$\Delta p_{\text{а}} = 2168 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 25 = 2638 \text{ Па};$$

$$G_{\text{а}} = \sqrt{\frac{2638}{1210 \cdot 10^{-4}}} = 148 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_{\text{б}} = 2168 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 15\,000}{148 \cdot 1,163} = 2708 \text{ Па};$$

$$G_{\text{б}} = \sqrt{\frac{2708}{1210 \cdot 10^{-4}}} = 150 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_{\text{в}} = 2168 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 15\,000}{150 \cdot 1,163} = 2693 \text{ Па};$$

$$G_{\text{ст}4} = 148 - (148 - 150)\frac{2638 - 2693}{2638 + 2693 - 5416} = 149 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке *4*

$$\Delta t_{ст4} = \frac{5000}{149 \cdot 1,163} = 28,8°.$$

Расход воды по участкам *4—5* составит:

$$G_{4-5} = 778 + 149 = 927 \text{ кг/ч}.$$

Диаметр участков *4—5* примем равным 32 мм, при этом характеристика сопротивления участков *4—5* будет равна:

$$S_{4-5} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1 \cdot 6 + 3,5) = 3,73 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках *4—5*

$$\Delta p_{4-5} = 3,73 \cdot 10^{-4} \cdot 927^2 = 322 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка *5* будет равна:

$$\Delta p_5 = 2168 + 322 = 2490 \text{ Па}.$$

Характеристика сопротивления стояка *5* та же, что и стояка *2*:

$$S_{ст5} = 418,6 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Определяем количество затекающей воды в стояк *5*; для этого вычисляем:

$$\Delta p_а = 2490 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 25 = 4730 \text{ Па};$$

$$G_а = \sqrt{\frac{4730}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 337 \text{ кг/ч}.$$

$$\Delta p_б = 2490 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{337 \cdot 1,163} = 4450 \text{ Па};$$

$$G_б = \sqrt{\frac{4450}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 327 \text{ кг/ч}.$$

$$\Delta p_в = 2490 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{327 \cdot 1,163} = 4530 \text{ Па};$$

$$G_{ст5} = 337 - (337 - 327)\frac{4730 + 4530}{4730 + 4530 - 8900} = 332 \text{ кг/ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке *5*

$$\Delta t_{ст5} = \frac{8600}{332 \cdot 1,163} = 22,2°.$$

Расход воды по участкам *5—6* будет равен:

$$G_{5-6} = 927 + 332 = 1259 \text{ кг/ч}.$$

Диаметры участков *5—6* принимаем равными 32 мм, при этом характеристика сопротивления будет та же, что и участков *3—4*:

$$S_{5-6} = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках *5—6*

$$\Delta p_{5-6} = 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1259^2 = 540 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка *6* будет равна:

$$\Delta p_6 = 2490 + 540 = 3030 \text{ Па}.$$

Характеристика сопротивления стояка *6* та же, что и стояка *3*:

$$S_{\text{ст}6} = 1993 \cdot 10^{-4}.$$

Определяем количество затекающей воды в стояк *6*:

$$\Delta p_{\text{а}} = 3030 + 0{,}64 \cdot 9{,}8 \cdot 14{,}8 \cdot 25 = 5450 \text{ Па};$$

$$G_{\text{а}} = \sqrt{\frac{5450}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 166 \text{ кг/ч};$$

$$\Delta p_{\text{б}} = 3030 + \frac{0{,}64 \cdot 9{,}8 \cdot 66\,600}{166 \cdot 1{,}163} = 5410 \text{ Па};$$

$$G_{\text{б}} = \sqrt{\frac{5410}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 165 \text{ кг/ч}.$$

Практически $G_{\text{а}} = G_{\text{б}}$, следовательно, расход по стояку *6* будет равен:

$$G_{\text{ст}6} = 166 \text{ кг/ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке будет равен:

$$\Delta t_{\text{ст}6} = \frac{4500}{166 \cdot 1{,}163} = 23{,}2°.$$

Суммарный расход воды по рассчитываемой ветви, т. е, участкам *6—А* будет равен:

$$G_{6-\text{А}} = 1259 + 166 = 1425 \text{ кг/ч}.$$

Принимая диаметр участков магистрали 40 мм, получим характеристику сопротивления участков *6—А*:

$$S_{6-\text{А}} = 0{,}23 \cdot 10^{-4} (0{,}8 \cdot 4 + 5{,}5) = 2 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках *6—А* будет равна.

$$\Delta p_{6-\text{А}} = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1425^2 = 405 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давления в точках *А—А* должна быть:

$$\Delta p_{\text{А}} = 3030 + 405 = 3435 \text{ Па}.$$

Определим перепад температуры воды во всей рассчитываемой ветви

$$\Delta t = \frac{41\,200}{1450 \cdot 1{,}163} = 24{,}9° \approx 25°.$$

На этом расчет ветви заканчиваем, так как общий перепад температуры воды соответствует заданному 25°, а отклонения перепадов температуры воды по стоякам отвечают нормативным требованиям и не превышают 15%.

§ 55. ВЕРТИКАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Широкое распространение в жилищном строительстве получили однотрубные системы отопления с нижней прокладкой подающей и обратной магистралей, причем наиболее экономичной и индустриальной является система с односторонним присоединением отопительных приборов к приоконным стоякам (см. рис. IV.26).

Устройство системы:

а) приоконные стояки располагаются на расстоянии 150 мм от края оконного проема;

б) стояки и подводки к приборам имеют один и тот же диаметр (15 или 20 мм), независимо от этажности здания;

в) подводки к приборам постоянной длины (до 500 мм); приборы смещены от оси окна в сторону стояка (допускается в квартирах, комнатах общежитий и вспомогательных зданиях);

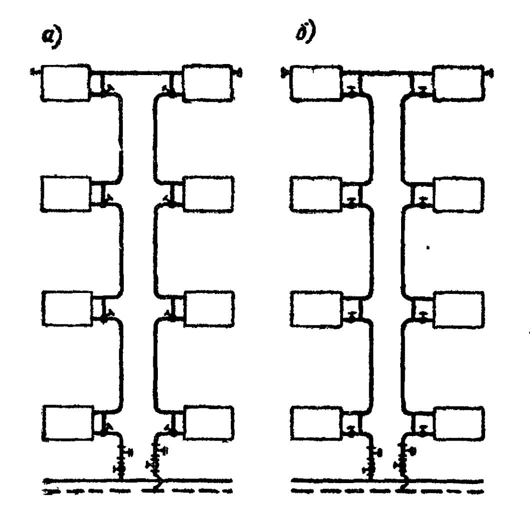


Рис. V.13. Схема стояков вертикальной однотрубной системы с нижней разводкой

а — с обходными участками; *б* — с замыкающими участками

г) нижние разводящие магистрали выполняются по тупиковой схеме;

д) воздух из системы удаляется через воздушные краны приборов верхних этажей;

е) регулирование теплопередачи отопительных приборов в проточно-регулируемых системах осуществляется трехходовыми кранами с эксплуатационным перепуском воды по обходному участку (рис. V.13, *а*, III.15 и III.17), а в случае их отсутствия система проектируется со смещенными замыкающими участками и прямоточными регулировочными кранами (рис. V.13, *б*); замыкающие участки рекомендуется принимать на один калибр меньше диаметра стояка.

Гидравлический и тепловой расчет системы аналогичен расчету однотрубных проточных систем отопления. При наличии замыкающих участков несколько усложняется определение числа элементов отопительных приборов, так как необходимо учитывать коэффициент затекания воды в приборы.

В системах с замыкающими участками расход воды в восходящих частях стояков должен быть достаточным для того, чтобы естественные давления в малых циркуляционных кольцах приборов, присоединенных к стояку по схеме снизу — вверх (см. рис. III.17, *б*), не препятствовали их нормальной работе и восстановлению циркуляции после выключения.

Для восстановления циркуляции после отключения отопительных приборов на подъемных ветвях стояков с замыкающими участками расход теплоносителя в этих подъемных ветвях должен быть не менее минимального ($G_{мин}$, кг/ч), определяемого по формуле (или по табл. V.7):

$$G_{мин} = 0{,}0125 d^2_{з.у} \sqrt{\frac{h_{пр}(\rho_x - \rho_г)\rho_г}{\zeta'_{откл}}},$$

где $d_{з.у}$ — внутренний диаметр замыкающего участка, мм;

$h_{пр}$ — высота отопительного прибора по оси подводок, м;

ρ_x, $\rho_г$ — плотность соответственно остывшей до 25° С воды в отопительном приборе и горячей в стояке, кг/м³;

$\zeta'_{откл}$ — приведенный коэффициент сопротивления замыкающего участка при отключенном отопительном приборе (табл. V.8).

Таблица V.7

Минимальный расход воды $G_{мин}$ и необходимая тепловая нагрузка стояков при $h_{пр}$ =0,5 м

Условный диаметр труб, мм			Температурный график, °С	Минимальный расход теплоносителя $G_{мин}$, кг/ч	Требуемая тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}$, Вт
стояка	замыкающего участка	подводки			
15	15	15	95—70 100—70 105—70	200 210 220	5 800 7 300 9 600
20	15	20	95—70 100—70 105—70	150 160 170	4 350 5 600 6 900
25	20	25	95—70 100—70 105—70	330 340 360	9 600 11 900 14 600

Подробно расчет изложен в СН 419-70 «Указания по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей» (М., Стройиздат, 1972).

Таблица V.8

Значения $\zeta'_{откл}$ для вертикальных радиаторных узлов ($h_{пр}$ =0,5 м) со смещенными замыкающими участками

Условный диаметр труб узла, мм			$\zeta'_{откл}$
стояка $d_{ст}$	замыкающего участка $d_{з.у}$	подводки $d_{под}$	
15	15	15	4
20	15	20	7
25	20	25	5

§ 56. ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями (см. рис. IV.30) при гидравлическом расчете должны рассматриваться как комбинированные, ибо по схеме присоединения горизонтальных ветвей они являются двухтрубными системами отопления с присущими им различными естественными циркуляционными давлениями по этажам и наряду с этими однотрубными системами при рассмотрении каждой горизонтальной ветви в отдельности.

При постоянном перепаде температуры воды по ветвям, когда температура воды в восходящем и нисходящем стояках ($t_г$ и $t_о$) может рассматриваться постоянной, расчет практически не отличается от расчета вертикальных тупиковых однотрубных систем отопления; для каждой ветви h_0 имеет свое значение, численно равное высоте расположения центров охлаждения в горизонтальной ветви относительно центра нагревания h_1, h_2, h_3 (см. рис. IV.37 и V.14).

При расчете с переменным перепадом температуры воды по ветвям, когда температура воды в обратных стояках различна по этажам, величину естественного циркуляционного давления необходимо определять поэтажно.

При расчете малых циркуляционных колец центр нагревания принимается на оси горизонтальной ветви, а центр охлаждения по оси нижнего ниппеля радиатора при нижнем присоединении радиатора (см. рис. IV.37) и по центру прибора при верхнем присоединении горячей подводки (см. рис. IV.30).

Следует отметить, что в противоположность вертикальным стоякам, где высота замыкающего участка стандартна (например, для радиатора

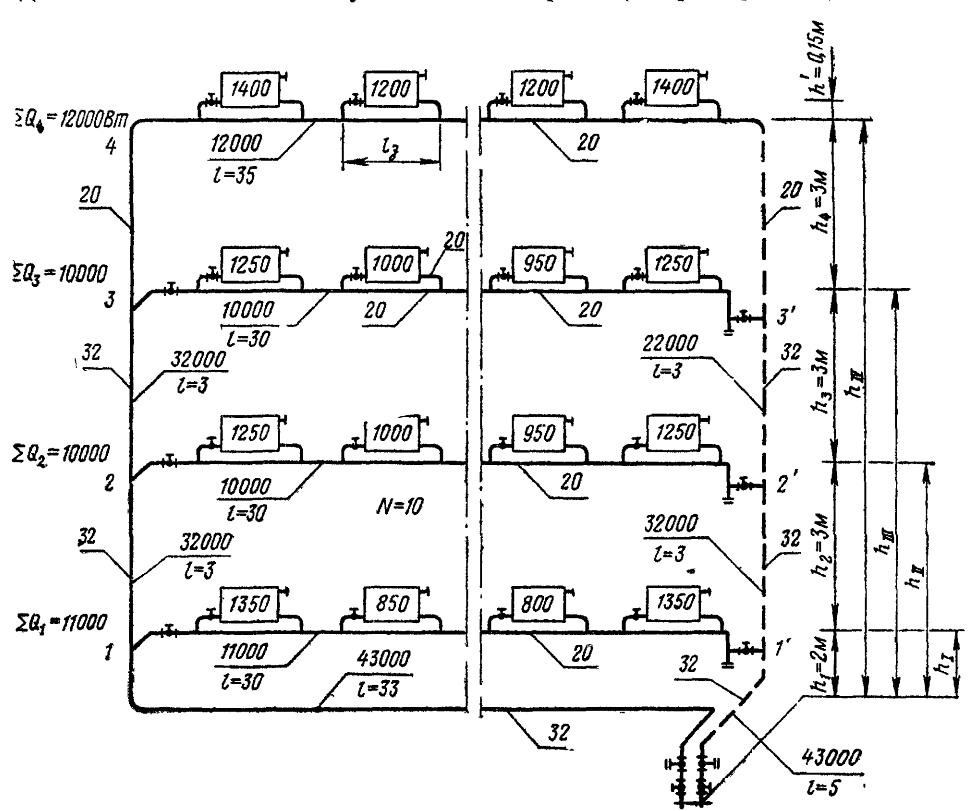


Рис. V.14. Схема системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями

М-140 $h_{з.у}=0{,}5$ м), длина замыкающих участков в данной системе различна. Это несколько усложняет расчет, так как требуется предварительный ориентировочный расчет приборов. Однако при расчете по характеристикам сопротивления, когда ветвь рассматривается как один участок, представляется возможным без большой погрешности гидравлический расчет ветви радиаторной системы вести с усредненной длиной замыкающего участка, определяемой по формуле

$$l_з = \frac{b\Sigma Q}{q_э f_э N} + l_п,$$

где b — ширина секции, м;

ΣQ — тепловая нагрузка ветви, Вт;

$q_э$ — средняя плотность теплового потока прибора при принятых параметрах теплоносителя, Вт/экм;

$f_э$ — площадь нагревательной поверхности одной секции, экм;
N — число приборов на ветви;
$l_п$ — горизонтальная проекция подводок к прибору (0,4—0,6 м).

Длина теплопровода горизонтальной ветви за вычетом замыкающих участков составит:

$$l_р = l - l_з N,$$

где l — общая протяженность горизонтальной ветви от стояка до стояка, м.

Последовательность расчета рассмотрим на примере.

Пример V.6. Произвести гидравлический расчет горизонтальной однотрубной системы отопления четырехэтажного здания, представленной на рис. V.14.

Для облегчения монтажа все горизонтальные ветви примем одного диаметра, включая и замыкающие участки; $d_у = 20$ мм

Определим гидравлические потери давления, количество затекающей воды в рассчитываемые ветви и перепады температуры воды в ветвях при расчетных параметрах теплоносителя 95—70 °С.

Расчет начинаем с верхней ветви, на которой установлено 10 приборов при общей тепловой нагрузке $\Sigma Q = 12\,000$ Вт.

Определим усредненную длину замыкающего участка и характеристику сопротивления радиаторного узла

$$l_з = \frac{0,1 \cdot 12\,000}{506 \cdot 0,31 \cdot 10} + 0,6 = 1,37 \text{ м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений замыкающего участка

Тройник на проходе при делении потоков	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе при слиянии потоков	$\zeta = 3$

Коэффициенты местных сопротивлений подводок к прибору

Тройник на ответвлении при делении потоков	$\zeta = 5$
Тройник на ответвлении при слиянии потоков	$\zeta = 1,5$
Два отвода 90°	$\zeta = 2$
Кран двойной регулировки	$\zeta = 2$
Радиатор двухколонный	$\zeta = 1,2$
	$\Sigma \zeta = 9,7$

Характеристику сопротивления и проводимость замыкающего участка вычисляем по формулам (V.8) и (V.10):

$$S_з = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 1,37 + 3,5) = 18,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\sigma_з = 23,1 \text{ кг} \cdot (\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Характеристика сопротивления подводок и их проводимость

$$S = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 0,9 + 9,7) = 36 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_п = 16,7 \text{ кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Характеристика сопротивления радиаторного узла и его проводимость составит:

$$S_{у4} = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\sigma_{у4} = 23,1 + 16,7 = 39,8 \text{ кг/ (ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Определим характеристику сопротивления ветви четвертого этажа при $d_у = 20$ мм и общей длине ветви 36 м.

Расчетная длина теплопровода за вычетом замыкающих участков составит:

$$l_р = 36 - 10 \cdot 1,37 = 22,3 \text{ м},$$

Коэффициенты местных сопротивлений

Тройник в проходе при делении потока	$\zeta = 0,5$
Тройник в проходе при слиянии потока	$\zeta = 3$
Два отвода 90°	$\zeta = 2$
Два пробочных крана	$\zeta = 3$
	$\Sigma\zeta = 8,5$

$$S_4 = 3,18 \cdot 10^{-4}\,(1,8 \cdot 22,3 + 8,5) + 10 \cdot 6,35 \cdot 10^{-4} = 218,5 \cdot 10^{-4}\ \text{Па/(кг/ч)}^2.$$

Предварительно примем, что перепад температуры воды в верхней ветви $\Delta t = 28°$ C, тогда расход воды в ветви

$$G_4 = \frac{12\,000 \cdot 3,6}{28 \cdot 4,187} = \frac{12\,000}{1,163 \cdot 28} = 368\ \text{кг/ч}.$$

Определим потерю давления в ветви четвертого этажа при расходе воды $G_4 = 368$ кг/ч:

$$\Delta p_4 = S_4\,G_4^2 = 218,5 \cdot 10^{-4} \cdot 368^2 = 2950\ \text{Па}.$$

Расчетная величина естественного давления между ветвями третьего и четвертого этажей может быть определена с использованием формул (IV.36) и (IV.52):

$$\Delta p_{4-е} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 28 = 210\ \text{Па}.$$

Определим расчетный перепад давлений для ветви третьего этажа:

$$\Delta p_3 = 2950 - 210 = 2740\ \text{Па}.$$

Усредненная длина замыкающих участков приборов третьего этажа при общей тепловой нагрузке 10 000 Вт и числе приборов $N = 10$ составит:

$$l_3 = \frac{0,1 \cdot 10\,000}{505 \cdot 0,31 \cdot 10} + 0,6 = 1,24\ \text{м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений узла те же, что и для радиаторного узла четвертого этажа.

Характеристика сопротивления и проводимость замыкающего участка:

$$S_3 = 3,18 \cdot 10^{-4}\,(1,8 \cdot 1,24 + 3,5) = 18,2 \cdot 10^{-4}\ \text{Па/(кг/ч)}^2.$$

$$\sigma_3 = 23,5\ \text{кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

То же, радиаторного узла:

$$S_{у3} = 6,2 \cdot 10^{-4}\ \text{Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\sigma_{у3} = 23,5 + 16,7 = 40,2\ \text{кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Определим характеристику сопротивления ветви третьего этажа при $d_у = 20$ мм и общей длине ветви 30 м.

Расчетная длина теплопровода за вычетом замыкающих участков

$$l_р = 30 - 1,24 \cdot 10 = 17,6\ \text{м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений

Тройник на ответвлении при делении потока .	$\zeta = 5$
Тройник на ответвлении при слиянии потока .	$\zeta = 1,5$
Два пробочных крана	$\zeta = 3$
Четыре отвода 90°	$\zeta = 4$
	$\Sigma\zeta = 13,5$

$$S_3 = 3,18 \cdot 10^{-4}\,(1,8 \cdot 17,6 + 13,5) + 10 \cdot 6,2 \cdot 10^{-4} = 205,7 \cdot 10^{-4}\ \text{Па/(кг/ч)}^2.$$

Определяем количество воды, поступающей в ветвь третьего этажа:

$$G_3 = \sqrt{\frac{2740}{205{,}7 \cdot 10^{-4}}} = 364 \text{ кг/ч}.$$

Перепад температуры воды на участках стояков между вторым и третьим этажами составит:

$$\Delta t_{2-3} = \frac{12\,000 + 10\,000}{1{,}163\,(368 + 364)} = 25{,}8°.$$

Определим потерю давления на участках стояков между вторым и третьим этажами при длине участков 6 м, диаметре 32 мм и сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 3{,}5$.

Характеристика сопротивления стоков:

$$S_{2-3} = 0{,}392 \cdot 10^{-4}\,(1{,}0 \cdot 6 + 3{,}5) = 3{,}72 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\Delta p_{2-3} = 3{,}72 \cdot 10^{-4}\,(368 + 364)^2 = 200 \text{ Па}.$$

Определим величину естественного давления между ветвями второго и третьего этажей:

$$\Delta p_{3-e} = 0{,}4 \cdot 0{,}64 \cdot 9{,}8 \cdot 3 \cdot 25{,}8 = 195 \text{ Па}.$$

Конструктивно ветвь второго этажа выполнена аналогично ветви третьего этажа и имеет ту же тепловую нагрузку, следовательно, примем те же характеристики сопротивления.

Расчетный перепад давления для ветви второго этажа составит:

$$\Delta p_2 = 2740 + 200 - 195 = 2745 \text{ Па}.$$

Количество воды, затекающей в ветвь второго этажа:

$$G_2 = \sqrt{\frac{2745}{205{,}7 \cdot 10^{-4}}} = 365 \text{ кг/ч};$$

количество воды, проходящей по стояку на участке между первым и вторыми этажами:

$$G_{1-2} = 368 + 364 + 365 = 1097 \text{ кг/ч}.$$

Диаметр стояка на участках *1—2* сохраняем 32 мм.

Определим потерю давления на участках стояка *1—2*:

$$\Delta p_{1-2} = 3{,}72 \cdot 10^{-4} \cdot 1097^2 = 450 \text{ Па}.$$

Перепад температуры воды между стояками на участках *1—2*

$$\Delta t = \frac{32\,000}{1{,}163 \cdot 1097} = 25°.$$

Определяем величину расчетного естественного давления между ветвями первого и второго этажей:

$$\Delta p_{2-e} = 0{,}4 \cdot 0{,}64 \cdot 9{,}8 \cdot 3 \cdot 25 = 188 \text{ Па}.$$

Расчетный перепад давления для ветви первого этажа

$$\Delta p_1 = 2745 + 450 - 188 = 3007 \text{ Па}.$$

Конструктивно ветвь первого этажа выполнена аналогично ветвям второго и третьего этажей, но тепловая нагрузка несколько больше и составляет 11 000 Вт. Так как характеристики сопротивления узлов радиаторов при нагрузках ветвей в 12 000 и 10000 Вт отличаются всего лишь на 0,15 Па/(кг/ч)², то примем характеристику сопротивления ветви первого этажа равной характеристике сопротивления ветвей второго и третьего этажей.

Определим количество воды, затекающей в ветвь первого этажа:

$$G_1 = \sqrt{\frac{3007}{205,7 \cdot 10^{-4}}} = 384 \text{ кг/ч}.$$

Суммарный расход воды в системе

$$\Sigma G = 1097 + 384 = 1481 \text{ кг/ч}.$$

Температурный перепад в системе отопления при суммарной тепловой нагрузке 43 000 Вт

$$\Delta t = \frac{43\,000}{1,163 \cdot 1481} = 25°.$$

Определим величину естественного давления на участках A—1 при высоте расположения оси ветви первого этажа над центром нагревания, $h_1 = 2$ м

$$\Delta p_{1-e} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 2 \cdot 25 = 125 \text{ Па}$$

Определим расчетное циркуляционное давление, которое должно быть обеспечено насосом в точках присоединения рассчитываемой системы отопления к узлу управления, при длине участков 1—A 38 м, сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta = 19,8$ и диаметре 32 мм

Характеристика сопротивления участков 1—A:

$$S_{1-A} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1 \cdot 38 + 19,8) = 22,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

потеря давления на участках 1—A

$$\Delta p_{1-A} = 22,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1481^2 = 5000 \text{ Па}.$$

Расчетное насосное давление в точках присоединения

$$\Delta p_A = 3007 - 125 + 5000 = 7882 \text{ Па}.$$

Результаты гидравлического расчета сведены в табл. V.9

Рассмотрим расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора четвертого этажа с тепловой нагрузкой 1400 Вт, первого по ходу теплоносителя с начальной температурой 95° С

Проводимость замыкающего участка $\sigma_з = 31,1$ кг/(ч·Па^{0,5});
проводимость подводок $\sigma_{пр} = 16,7$ кг/(ч·Па^{0,5});
характеристика сопротивления $S_у = 6,35 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)^2.
Коэффициент затекания в прибор без учета естественного давления

$$\alpha_{пр} = \frac{\sigma_{пр}}{\sigma_{пр} + \sigma_з} = \frac{16,7}{16,7 + 23,1} = 0,42.$$

Количество воды, затекающей в прибор:

$$G_{пр} = \alpha_{пр} G_4 = 0,42 \cdot 368 = 155 \text{ кг/ч},$$

Перепад температуры воды в отопительном приборе:

$$\Delta t_{пр} = \frac{Q_{пр}}{cG_{пр}} = \frac{1400}{1,163 \cdot 155} = 7,75°.$$

Определим величину естественного циркуляционного давления в контуре отопительного прибора при высоте от оси замыкающего участка до нижнего ниппеля $h' = 0,15$ м по формуле (IV 46)

$$\Delta p_e = \beta g h' \cdot \Delta t = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 0,15 \cdot 7,75 = 7,26 \text{ Па}.$$

Потеря давления в подводках

$$\Delta p_{пр} = S_{пр} G_{пр}^2 - \Delta p_e = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 155^2 - 7,26 = 77,74 \text{ Па}.$$

Таблица V.9

Гидравлический расчет системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями

Номер участка и ветвей	Тепловая нагрузка Q, Вт	h_0, м	Диаметр труб d_y, мм	Длина участка l, м	Приведенный коэффициент трения $\frac{\lambda}{d}$	Приведенный коэффициент трения участка $\frac{\lambda}{d} l$	Суммарный коэффициент местных сопротивлений участков $\Sigma\zeta$	Приведенный коэффициент сопротивления участков $\frac{\lambda}{d} l+\Sigma\zeta$	Удельное динамическое давление в теплопроводе $A \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	Характеристика сопротивления $S \cdot 10^4$, Па(кг/ч)^2	Расход G, кг/ч	Перепад температуры Δt, град	Потеря давления на участке, Па	Гравитационное давление Δp_e, Па	Насосная разность давления Δp, Па
4 эт.	12 000	3	20	—	—	—	—	—	—	218,5	368	28	2950	210	2740
3 эт.	10 000		20	—	—	—	—	—	—	205,7	364	23,6	2740	—	2740
2—3 *3—2*	22 000	3	32	6	1,0	6	3,5	9,5	0,392	3,72	732	25,8	200	195	—
2 эт.	10 000	—	20	—	—	—	—	—	—	205,7	365	23,4	2745	—	2745
1—2 *2—1*	32 000	3	32	6	1,0	6	3,9	9,5	0,392	3,72	1097	25	450	188	—
1 эт.	11 000	—	20	—	—	—	—	—	—	205,7	384	25	3007	—	3007
A—1 *1—A*	43 000	2	32	38	1	38	19,8	57,8	0,392	22,7	1481	—	5000	125	—
														Δr	7882

Потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_з = S_з G_з = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 213^2 = 85 \text{ Па}.$$

Потеря давления больше в замыкающем участке (расхождение на величину естественного давления), а так как в общих точках деления и слияния потоков не может быть различных давлений, то, следовательно, должно произойти перераспределение потоков.

Примем новое значение расхода воды по ветвям: через замыкающий участок 205 кг/ч, а через прибор 163 кг/ч

Тогда перепад температуры в приборе будет:

$$\Delta t' = \frac{1400}{1,163 \cdot 163} = 7,35°;$$

естественное циркуляционное давление в контуре отопительного прибора

$$\Delta p_е' = 0,64 \cdot 9,7 \cdot 0,15 \cdot 7,35 = 6,35 \text{ Па}.$$

Потеря давления в подводках

$$\Delta p_{пр}' = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 163^2 - 6,36 = 95,5 - 6,35 = 89,15 \text{ Па};$$

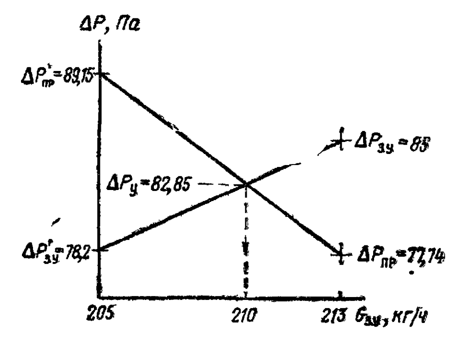


Рис. V.15. Нахождение действительного расхода воды в замыкающем участке

потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{з.у}' = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 205^2 = 78,2 \text{ Па}.$$

Действительное распределение давлений определим интерполяцией (рис. V.15). Расход воды через замыкающий участок составит 210 кг/ч, а через прибор 158 кг/ч.

Действительный перепад температуры воды в приборе будет.

$$\Delta t_{пр} = \frac{1400}{1,163 \cdot 158} = 7,6°.$$

Естественное циркуляционное давление в контуре прибора

$$\Delta p_е = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 0,15 \cdot 7,6 = 7,15 \text{ Па};$$

потеря давления в подводках

$$\Delta p_{пр} = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 158^2 - 7,15 = 90 - 7,15 = 82,85 \text{ Па};$$

потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{з.у} = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 210^2 = 82,85 \text{ Па}.$$

Действительный коэффициент затекания воды в прибор

$$\alpha_{пр} = \frac{G_{пр}}{G_4} = \frac{158}{368} = 0,43.$$

Действительная характеристика сопротивления радиаторного узла с учетом естественного давления, возникающего в малом контуре циркуляции при расчетных параметрах теплоносителя, составит по формуле (V.9):

$$S_у = \frac{\Delta p}{G_4^2} = \frac{82,85}{368^2} = 6,1 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг/ч})^2.$$

В данном примере, где мы имеем большой расход теплоносителя и незначительную разность высот между центрами нагревания и охлаждения, влияние естественного циркуляционного давления на разность температуры воды в приборе и на ве-

личину характеристики сопротивления радиаторного узла незначительно, поэтому возможно выполненный гидравлический расчет считать окончательным, а коэффициенты затекания в приборы принимать исходя из проводимостей σ_a и $\sigma_{пр}$, полученных при гидравлическом расчете.

§ 57. ДВУХТРУБНАЯ НАСОСНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Потери давления в водяных системах отопления с механическим побуждением определяются предельной скоростью движения воды, возможностью увязки гидравлических потерь давления по отдельным кольцам и ветвям, технико-экономическими соображениями и расчетами.

Величину давления, создаваемого циркуляционным насосом, следует определять с учетом естественного циркуляционного давления от охлаждения воды в отопительных приборах и теплопроводе.

Выбор экономически наивыгоднейшего давления, создаваемого насосом, производится только при проектировании отопления для крупных зданий.

При расчете двухтрубных систем водяного отопления принимают, что 50—60% располагаемого давления тратится на трение, поэтому для предварительного выбора диаметров теплопроводов ориентируются на величину удельной линейной потери давления 50—60 Па/м.

Расчет системы отопления начинают с наиболее невыгодно расположенного прибора. Наиболее невыгодным считается тот прибор, для кольца циркуляции которого получается наименьшая удельная потеря на трение на 1 пог. м. Циркуляционное кольцо через этот прибор называется основным циркуляционным кольцом.

Пример V.7. Рассчитать теплопровод части двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой (рис. V.16); прокладка стояков открытая; тепловая нагрузка каждого отопительного прибора указана на рисунке; расчетный перепад температуры воды в системе 95—70=25°.

Решение. Прежде чем приступить к расчету теплопроводов, необходимо знать массу воды, циркулирующей по всем участкам систем отопления. Масса этой воды зависит от тепловой нагрузки отопительных приборов. Например, на участке *2* и на участке *16* циркулирует одинаковое количество воды $G=6740:(1{,}163\cdot25)=232$ кг/ч

На стояках *2* и *3* получим $Q_2=8260$ Вт и $Q_3=7040$ Вт [на стояке *4* указана только общая тепловая нагрузка всех приборов на стояке (11 300 Вт)].

Суммируя тепловую нагрузку, получим как на горячей, так и на обратной общих магистралях у котла $Q_c=129\,000$ Вт и $G_c=129\,000:(1{,}163\cdot25)=4440$ кг/ч.

Далее нумеруем все участки основного циркуляционного кольца. Обратную подводку для прибора первого этажа обозначим участком *1*. Затем записываем номера участков обратной магистрали, начиная от дальнего стояка к котлам, затем от котлов к подающей магистрали и, наконец, подающую подводку к прибору нижнего этажа (участок *19*). Затем записываем новые участки для циркуляционного кольца через прибор первого этажа на стояке *2*, начиная также с обратной подводки (участок *20*) и заканчивая нумерацию подающей подводки (участок *25*) и т. д.

Запишем нумерацию новых участков для циркуляционных колец через приборы второго этажа. Например, для правого прибора второго этажа на стояке *1* ($Q=930$ Вт) имеем обратную подводку (участок *32*), затем обратный стояк (участок *33*) и подводку для горячей воды (участок *34*).

Наконец, для приборов третьего этажа на этом же стояке имеем участки *35*, *36* и *37* и т. д.

Отметим, что для циркуляции воды через приборы верхних этажей на каждый последующий этаж добавляется только по три новых участка: обратная подводка, часть вертикального стояка и подводка на горячей воде к прибору.

Таким образом, вверху и внизу стояка *1* запишем по 6740 Вт; отсюда следует, что по участкам *2* и *16* должна циркулировать одинаковая масса воды $G=6740(1{,}163\times25)=232$ кг/ч.

Производя суммирование по всему теплопроводу, получим общее количество воды, циркулирующей через котлы: $G=129000:(1{,}163\cdot25)=4440$ кг/ч.

Рассчитываем основное циркуляционное кольцо через стояк *1* прибора первого этажа; $Q=1280$ Вт.

Длина основного циркуляционного кольца $\Sigma l=99{,}6$ м (табл. V.10).

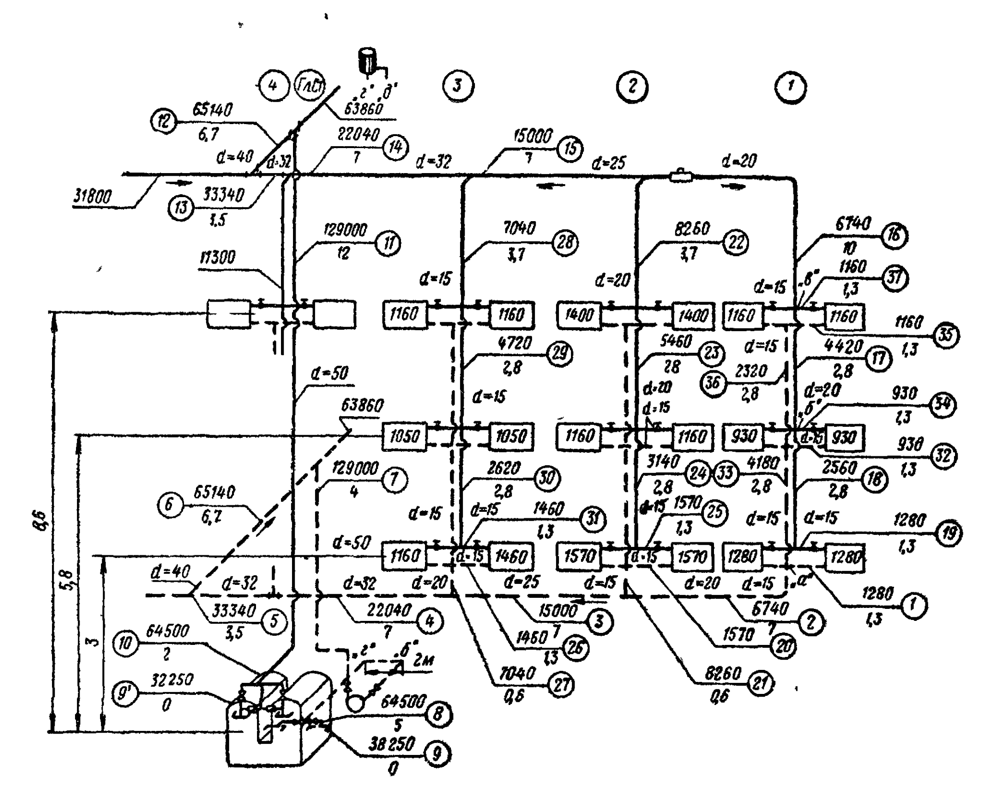


Рис. V.16. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и насосной циркуляцией воды

Принимаем среднюю удельную линейную потерю давления 50 Па/м и по таблицам для расчета теплопроводов водяного отопления подбираем диаметр участков. Затем, зная диаметр теплопроводов, по расчетной схеме и таблице коэффициентов местных сопротивлений определяем значения коэффициентов местных сопротивлений отдельных участков основного циркуляционного кольца. Определяем потери давления по участкам и результаты записываем в табл. V.10.

Коэффициенты местных сопротивлений:

На участке *1*:

Половина радиатора	$\zeta=1$
Утка (на рисунке не показана)	$\zeta=1{,}5$
Крестовина на ответвлении	$\zeta=3$
	$\Sigma\zeta_1=5{,}5$

На участке 2:

Отвод 90° $d=20$ мм	$\zeta=1{,}5$
Тройник на проходе	$\zeta=1$
	$\Sigma\zeta_2=2{,}5$

Таблица V.10

Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1 280	44	15	1,3	5,5	0,063	6	7,8	10,8	18,6
2	6 740	232	20	7	2,5	0,18	31	217	39,9	256,9
3	15 000	516	25	7	1	0,25	47,5	332	31	363
4	22 040	758	32	7	1	0,215	23	161	23	184
5	33 340	1146	32	3,5	3	0,318	50	175	152	327
6	65 140	2238	40	6,7	3	0,47	85	570	332	902
7	129 000	4440	50	4	3	0,56	85	340	465	805
8	64 500	2220	50	5	3,5	0,284	22,5	112,5	141	253,5
9	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
9′	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
10	64 500	2220	40	2	4	0,47	85	170	443	613
11	129 000	4440	50	15	0,5	0,56	85	1275	77,1	1352
12	65 140	2238	40	6,7	1,5	0,47	85	570	165	735
13	33 340	1146	32	3,5	1,5	0,318	50	175	75	250
14	22 040	758	32	7	1	0,215	23	161	23	184
15	15 000	516	25	7	1	0,25	47,5	332	31	363
16	6 740	232	20	10	3,5	0,18	31	310	56	366
17	4 420	152	20	2,8	4	0,117	14	39,2	27,2	66,4
18	2 560	88	15	2,8	4	0,13	23	72,8	33,9	106,7
19	1 280	44	15	1,3	8	0,063	6	7,8	15,7	23,5
				$\Sigma l = 99{,}6$						$\Sigma(Rl + Z) = 7181{,}4$

На участках *3* и *4*:

Тройники на проходе при соединении потоков . . . . $\zeta_{3,4} = 1$ (в каждом тройнике)

На участках *5* и *6*.

Тройник на противотоке . . . . $\zeta_{5,6} = 3$

На участке *7*:

Две задвижки . . . . $\zeta = 1$

Четыре отвода . . . . $\zeta = 2$

$\Sigma \zeta_7 = 3$

На участке *8*:

Тройник на ответвлении . . . . $\zeta = 1{,}5$

Задвижка . . . . $\zeta = 0{,}5$

Переход . . . . $\zeta = 1$

Отвод . . . . $\zeta = 0{,}5$

$\Sigma \zeta_8 = 3{,}5$

С фронта и сзади котла имеется по одному тройнику размером 80×100×80 мм. Каждый такой тройник соединяется с котлом при помощи двух колен 89×3,5. Потери давления в тройниках и коленах можно учитывать, принимая общий коэффициент $\Sigma\zeta = 6{,}8$, выраженный в долях динамического давления в колене перед котлом.

На участках *9* и *9′*:

Половина котла (6,8 : 2) . . . . $\zeta_9 = 3{,}4$

На участке *10*:

Тройник на противотоке . . . . $\zeta = 3$

Отвод . . . . $\zeta = 0{,}5$

Задвижка . . . . $\zeta = 0{,}5$

$\Sigma \zeta_{10} = 4$

На участке *11*:

Отвод	$\zeta_{11} = 0,5$

На участках *12* и *13*:

Тройник на ответвлении	$\zeta_{12,13} = 1,5$

На участках *14* и *15*:

Тройник на проходе при делении потока	$\zeta_{14,15} = 1$ (в каждом тройнике)

На участке *16*:

Тройник на проходе	$\zeta = 1$
Отвод 90°, d=20 мм	$\zeta = 1$
Воздухосборник	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma\zeta_{16} = 3,5$

На участках *17* и *18*:

Скоба	$\zeta = 2$
Крестовина на проходе	$\zeta = 2$
	$\Sigma\zeta_{17,18} = 4$

На участке *19*:

Тройник на ответвлении	$\zeta = 1,5$
Утка	$\zeta = 1,5$
Кран двойной регулировки	$\zeta = 4$
Половина прибора	$\zeta = 1$
	$\Sigma\zeta_{19} = 8$

Общая потеря давления в основном циркуляционном кольце составит:

$$\Delta p_{\text{c}} = \Sigma(Rl + Z) = 7181,4 \text{ Па}.$$

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в приборах первого этажа определим по формуле (IV.43)

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \beta g h_1 \Delta t_{\text{c}} = 0,64 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 25 = 470 \text{ Па}.$$

По приложению 2 находим величину дополнительного гравитационного давления от охлаждения воды в теплопроводе для приборов первого этажа стояка *1* при горизонтальном расстоянии от главного стояка до расчетного 31,2 м,

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = 24 l^{\text{т}} n^{1,6} = 24 \cdot 31,2^{0,16} \cdot 3^{1,6} = 242 \text{ Па}.$$

Расчетная величина естественного давления для приборов первого этажа основного циркуляционного кольца, определенная с использованием формул (IV.50) и (IV.52):

$$\Delta p_{\text{е}} = \text{Б}\,(\Delta p_{\text{е.пр}} + \Delta p_{\text{е тр}}) = 0,4\,(470 + 242) = 284 \text{ Па}.$$

Следовательно, необходимое давление, развиваемое насосом, найдем с 10%-ным запасом по формуле (IV.4)

$$\Delta p_{\text{н}} = 1,1\,(7181,4 - 284) \approx 7600 \text{ Па}.$$

Затем рассчитываем теплопроводы стояков, входящих в другие циркуляционные кольца.

Стояк 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт (табл. V.11). Циркуляция воды в правом приборе первого этажа стояка *2* осуществляется следующим образом: обратная вода из радиатора поступает в подводку *20*, смешивается с обратной водой со всего стояка *2* и поступает в участок *21*. Затем перемещается по участкам *3*, *4* и т. д. основного циркуляционного кольца до участка *15* включительно Далее вода циркулирует по участкам *22*, *23*, *24* и, наконец, поступает в подводку *25*.

На указанных участках стояка *2* следует израсходовать то же давление, что и для стояка *1* с участками *1* и *2* на обратной линии и с *16* по *19* включительно на подающей линии:

$$\Delta p_{\text{р}} = \Sigma(Rl + Z)_{1,2 \text{ и } 16-19} = 838,1 \text{ Па},$$

Таблица V.11

Циркуляционные кольца отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z, Па
Стояк 2. Прибор первого этажа, Q=1570 Вт										
20	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,7	10	17,4	27,4
21	8260	284	15	0,6	1,5	0,418	235	141	130	271
22	8260	284	20	3,7	3	0,219	45	167	70	237
23	5460	188	20	2,8	4	0,144	21	59	58	117
24	3140	108	15	2,8	5	0,16	50	140	64	204
25	1570	54	15	1,3	6	0,08	7,8	10	19	29
				Σl=12,5						Σ(Rl+Z)= =885,4
Стояк 3. Прибор первого этажа; Q=1460 Вт										
26	1460	50	15	1,3	5,5	0,072	7,5	9,8	14,3	24,1
27	7040	242	20	0,6	1,5	0,187	33,5	20	29	49
28	7040	242	15	3,7	3	0,358	180	665	324	989
29	4720	162	15	2,8	5	0,238	75	210	141	351
30	2620	90	15	2,8	5	0,135	28	78,4	36,5	114,9
31	1460	50	15	1,3	6	0,072	7,5	9,8	15,6	25,4
				Σl=12,5						Σ(Rl+Z)= =1554,4
Стояк 1. Прибор второго этажа; Q=930 Вт										
32	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
33	4180	144	15	2,8	5	0,21	63	177	110	287
34	930	32	15	1,3	6	0,045	3,4	4,4	6	10,4
				Σl=5,4						Σ(Rl+Z)= =307,3
Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
35	1160	40	15	1,3	5,5	0,057	5	6,5	9	15,5
36	2320	70	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
37	1160	40	15	1,3	6	0,057	5	6,5	9,8	16,3
				Σl=5,4						Σ(Rl+Z)= =126,8

Сумма длин расчетных участков (20—25) $\Sigma l = 12{,}5$ м.
Средняя потеря давления на трение на 1 пог. м

$$R_{ср} = \frac{0{,}65 \cdot 838{,}1}{12{,}5} = 40 \text{ Па},$$

Потеря давления на расчетных участках

$$\Sigma(Rl + Z)_{20-25} = 885{,}4 \text{ Па} > 838{,}1 \text{ Па}.$$

Невязка составляет:

$$\frac{885,4-838,1}{838,1}\,100=5,6\%,$$

что меньше допустимой для двухтрубных систем водяного отопления с тупиковой разводкой.

Стояк 3. Прибор первого этажа, $Q=1460$ Вт На участках *26, 27, 28, 29, 30, 31* стояка *3* должно быть израсходовано давление, равное потере давления в участках *1—3* и *15—19* включительно

$$\Sigma\,(Rl+Z)_{1-3 \text{ и } 15-19}=1564,1 \text{ Па}.$$

Затрачено давление (табл V 11) 1554,4 Па, т. е. невязка меньше 1%.

Перейдем к расчету теплопровода к приборам второго этажа.

Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт. Прибор стоит на 2,8 м выше прибора первого этажа, следовательно, в сравнении с первым этажом расчетное естественное давление увеличивается.

Найдем участки циркуляционного кольца через данный прибор Обратная вода движется в подводке (участок *32*), затем по обратному стояку (участок *33*), далее по уже рассчитанным участкам основного циркуляционного кольца (участки *2—17*) и, наконец, по верхней подводке у прибора второго этажа (участок *34*).

Большая часть участков этого кольца уже рассчитана, и результаты записаны в табл V.10.

Для циркуляции воды через приборы первого и второго этажей имеются общие участки, за исключением участков между первым и вторым этажами, т. е. участков от точки *а* до точки *б* на рис. (V.16). Для первого этажа — участки *1, 18* и *19*, для второго этажа — участки *32, 33* и *34* На трех последних участках надо затратить давление, большее, чем на участках *1, 18* и *19*, на величину $\Delta p_e=0,4\cdot2,8\cdot9,81\cdot15,89=175$ Па.

Таким образом

$$\Sigma\,(Rl+Z)_{32,33,34}=18,6+106,7+23,5+175=323,8 \text{ Па}.$$

Следовательно, для определения располагаемого давления на трех участках у приборов, например, второго этажа при верхней разводке, т. е. для части обратного стояка и двух подводок (участки *32, 33* и *34*), необходимо:

а) определить увеличение расчетной величины естественного давления сравнительно с приборами нижележащего этажа; в данном случае $\Delta p_e=175$ Па;

б) прибавить к нему потери в вертикальном нижнем участке подающего стояка и двух подводок к прибору нижележащего этажа (участки *1, 18* и *19*).

Из изложенного видно, что при одной и той же длине трех участков к прибору первого этажа (участки *1, 18* и *19*) затрачено 145,1 Па, а примерно на такую же длину трех участков к прибору второго этажа затрачено 323,8 Па$>$145,1 Па.

Примем предварительно диаметр каждого из трех новых участков $d=15$ мм, тогда получим:

$$\Sigma(Rl+Z)_{32,33,34}=307,3 \text{ Па}.$$

Оставшееся давление 16,5 Па дросселируется краном двойной регулировки

Третий этаж. Стояк 1. Тепловая нагрузка прибора $Q=1160$ Вт

Пользуясь указанным выше способом, находим точки *б* и *в*.

По сравнению с приборами второго этажа расчетное естественное давление увеличится

$$\Sigma\,\Delta p_e=0,4\cdot2,8\cdot9,81\cdot15,89=175 \text{ Па}.$$

Прибавляя сюда потери в участках *17, 32* и *34* и дросселирование краном 16,5 Па, получим расчетную потерю давления на новых участках *35, 36* и *37*

$$\Sigma\,(Rl+Z)=66,4+10,4+9,9+16,5+175=278,4 \text{ Па}.$$

Принимая для всех участков одинаковые диаметры ($d=15$ мм), согласно таблице V 11 получим общие потери, равные 126,8 Па. Остальные 151,6 Па необходимо погасить краном двойной регулировки на участке *37*.

В той же последовательности рассчитываются все остальные циркуляционные кольца системы отопления.

§ 58. ДВУХТРУБНАЯ НАСОСНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

При расчете двухтрубной системы отопления с насосной циркуляцией воды и нижней разводкой естественное давление от охлаждения воды в теплопроводе не учитывается.

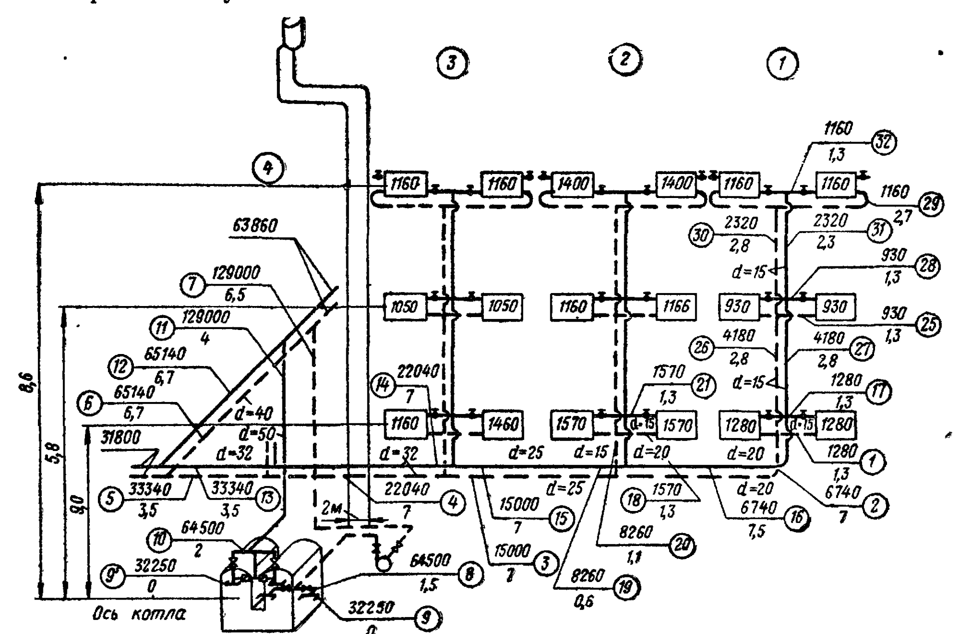


Рис. V.17. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией воды

Пример V.8. Рассчитать теплопровод системы водяного отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией (рис. V.17). Расчетный перепад температуры воды в системе 95—70=25°. Нагрузка отопительных приборов указана на рисунке.

Решение. Принимаем ориентировочную удельную линейную потерю давления в основном циркуляционном кольце: $R_{\text{ср}}=50$ Па/м.

В результате расчета (табл. V.12) получим потерю давления в основном циркуляционном кольце (прибор первого этажа стояка *1*):

$$\Delta p_c = \Sigma (Rl + Z) = 5684 \text{ Па}.$$

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q=1570$ Вт. На участках *18*, *19* (обратная магистраль) и *20*, *21* (подающая магистраль) для циркуляции воды в приборе следует израсходовать то же давление, что и для циркуляции воды через дальний прибор первого этажа (участки *1*, *2*, *16* и *17*).

Потеря давления во всех последних участках составляет:

$$\Sigma (Rl + Z) = 576{,}7 \text{ Па}.$$

В табл. V.13 указана потеря давления в расчетных участках:

$$\Sigma (Rl + Z)_{18,19,20,21} = 457{,}9 \text{ Па}.$$

Избыток давления 118,8 Па погашается краном двойной регулировки.

Переходим к расчету прибора второго этажа.

Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт.

В этой системе циркуляция воды через приборы верхних этажей в значительной мере происходит за счет естественного давления.

Таблица V.12

Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной насосной системы водяного отопления с нижней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	$\Sigma\zeta$	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	$Rl+Z$, Па
1	1 280	44	15	1,3	5,5	0,063	6	7,8	10,8	18,6
2	6 740	232	20	7	2,5	0,18	31	217	39,9	256,9
3	15 000	516	25	7	1	0,25	47	330	31	361
4	22 040	758	32	7	1	0,21	20	161	23	184
5	33 340	1146	32	3,5	3	0,318	50	175	152	327
6	65 140	2238	40	6,7	3	0,47	85	570	332	902
7	129 000	4440	50	6,5	3	0,56	85	552,5	465	1017,5
8	64 500	2220	50	1,5	3,5	0,28	22	33	141	174
9	32 250	1110	82	0	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
9′	32 250	1110	82	0	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
10	64 500	2220	50	2	4	0,28	22	44	160	204
11	129 000	4440	50	4	0,5	0,56	85	340	77	417
12	65 140	2238	40	6,7	1,5	0,47	85	570	165	735
13	33 340	1146	32	3,5	1,5	0,318	50	175	75	250
14	22 040	758	32	7	1	0,21	20	140	23	163
15	15 000	516	25	7	1	0,25	47	330	31	361
16	6 740	232	20	7,5	2,5	0,18	31	233	39,9	272,9
17	1 280	44	15	1,3	9,5	0,063	6	7,8	18,6	28,3
				$\Sigma l=79,5$						$\Sigma(Rl+Z)=$ $=5684$

Приборы второго этажа находятся на 2,8 м выше приборов первого этажа, следовательно, расчетное естественное давление для них будет больше на величину

$$\Delta p_e = 0,4 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 175 \text{ Па}.$$

Прибавляя сюда потери в подводках и кране первого этажа (участки *1* и *17*), получим располагаемое давление:

$$\Delta p = 18,6 + 28,3 + 175 = 221,9 \text{ Па}.$$

Расчетные потери давления при диаметре подводок 15 мм (участки *25* и *28*) и диаметре стояков 20 мм (участки *26* и *27*) $(Rl+Z)_{25-28} = 145,8$ Па. Остальное давление, равное 76,1 Па, погашается краном двойной регулировки на участке *28*.

Стояк 1. Прибор третьего этажа; $Q = 1160$ Вт.

По сравнению с прибором первого этажа здесь происходит увеличение расчетного естественного давления

$$\Delta p_e = 0,4 \cdot 5,6 \cdot 0,64 \cdot 9,81\,(95 - 70) = 350 \text{ Па}.$$

Прибавляя сюда потери давления в подводках и кране к прибору первого этажа (участки *1* и *17*), т. е. 46,9 Па, получим располагаемое давление, равное 396,9 Па.

Принимая диаметр каждого из участков *29*, *30*, *31* и *32* равным 15 мм, общие потери давления на участках от первого до третьего этажа (участки *26*, *27*, *29*, *30*, *31*, *32*) составят:

$$\Sigma\,(Rl + Z)_{26,27,29,30,31,32} = 232 + 61 + 61 = 354 \text{ Па}.$$

Остальное давление 42,9 Па погашается краном двойной регулировки.

Отсюда следует, что в двухтрубных системах водяного отопления с нижней разводкой для расчета циркуляции воды через приборы, расположенные в вышележащих этажах, надо рассчитывать по четыре новых участка.

Таблица V.13

Расчет циркуляционных колец отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d_y, мм	l, м	$\Sigma\zeta$	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	$Rl+Z$, Па
				Стояк 2. Прибор первого этажа, $Q=1570$ Вт						
18	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,8	10	17,4	27,4
19	8230	284	15	0,6	1,5	0,418	235	141	130	271
20	8260	284	20	1,1	3	0,219	45	49,5	70	119,5
21	1570	54	15	1,3	9,5	0,08	7,8	10	30	40
				$\Sigma l=4,3$						$\Sigma(Rl+Z)=$ $=457,9$
				Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт						
25	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
26	4180	144	20	2,8	5	0,112	13	36,5	24,5	61
27	4180	144	20	2,8	5	0,112	13	36,5	24,5	61
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,4	4,4	9,5	13,9
				$\Sigma l=8,2$						$\Sigma(Rl+Z)=$ $=145,8$
				Стояк 1. Прибор третьего этажа; $Q=1160$ Вт						
29	1160	40	15	2,7	5,5	0,057	5	13,5	9	22,5
30	2320	80	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
31	2320	80	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
32	1160	40	15	1,3	8	0,057	5	6,5	13	19,5
				$\Sigma l=9,6$						$\Sigma(Rl+Z)=$ $=232$
				Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт; участки 26 и 27 с измененными диаметрами						
25	930	144	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
26	4180	144	15	2,8	5	0,215	64	180	116	296
27	4180	144	15	2,8	5	0,215	64	180	116	296
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,4	4,4	9,5	13,9
				$\Sigma l=8,2$						$\Sigma(Rl+Z)=$ $=615,8$

В насосных двухтрубных системах отопления, где общий расход циркулирующей воды в малой степени зависит от изменения естественного давления, для большей устойчивости их работы следует устанавливать краны повышенного сопротивления на подводках к приборам. При этом возможно уменьшение и диаметра стояков.

Так, в рассмотренном примере расчета системы отопления с нижней разводкой при установке кранов повышенного сопротивления диаметр труб на участках *26*, *27* стояка *1* следует заменить на 15 мм вместо 20 мм.

Принимая, что на подводке прибора первого этажа установлен кран, обладающий сопротивлением 1000 Па, получим располагаемое давление для приборов второго этажа $\Delta p=221,9+1000=1221,9$ Па, а для третьего этажа $\Delta p=396,9+1000=1396,9$ Па.

После замены диаметров участков *26, 27* расчетная потеря давления на них возрастет на величину 592—122=470 Па. Общая потеря давления на расчетных участках прибора второго этажа составит:

$$\Sigma(Rl+Z)_{25-28}=9{,}9+296+296+13{,}9=615{,}8\ \text{Па},$$

при этом сопротивление крана должно составить:

$$\Delta p_{\text{кр}}=1221{,}9-615{,}8=606{,}1\ \text{Па}.$$

Общая потеря давления на расчетных участках прибора третьего этажа

$$\Sigma(Rl+Z)_{26,27,29-32}=231+296+296=823\ \text{Па},$$

при этом сопротивление крана должно составить:

$$\Delta p_{\text{кр}}=1396{,}9-823=573{,}9\ \text{Па}.$$

Сопротивление крана у прибора первого этажа на стояке *2* также должно быть увеличено на 1000 Па.

Расчетное естественное давление при высоте расположения нагревательного прибора первого этажа над центром котла 3 м составит:

$$\Delta p_{\text{е}}=0{,}4\cdot 3\cdot 9{,}81\cdot 15{,}89=186\ \text{Па}.$$

Давление, развиваемое насосом, найдем с 10%-ным запасом по формуле (IV.4)

$$\Delta p_{\text{н}}=(5584+1000-186)\,1{,}1=7150\ \text{Па}.$$

§ 59. ДВУХТРУБНАЯ ГРАВИТАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Потеря давления в системах отопления с естественной циркуляцией воды определяется располагаемым естественным циркуляционным давлением от охлаждения воды в отопительных приборах и теплопроводах.

При расчете теплопровода двухтрубных систем с естественной циркуляцией воды принимается, что 50% располагаемого давления тратится на трение и 50% на местные сопротивления.

Пример V.9. Рассчитать теплопровод части двухтрубной гравитационной системы водяного отопления с верхней разводкой (рис. V.18); прокладка стояков открытая, без изоляции; тепловая нагрузка каждого отопительного прибора указана на рисунке; перепад температуры воды в системе отопления 95—70=25°.

Решение. Определяем располагаемое давление для циркуляции воды через нижний прибор стояка *1*. Так как центр нижнего отопительного прибора выше центра котла на 3 м, то естественное циркуляционное давление воды, определяемое по формуле (IV.43), равно:

$$p_{\text{е.пр}}=h_1 g(\rho_{\text{о}}-\rho_{\text{г}})=3\cdot 9{,}81\cdot(977{,}81-961{,}92)=468\ \text{Па}.$$

Находим дополнительное гравитационное давление от охлаждения воды в трубах. Горизонтальное протяжение системы около 35 м, горизонтальное расстояние от главного стояка до дальнего (стояк *1*) 31,2 м. Для трехэтажного здания по приложению *2* находим:

$$\Delta p_{\text{е.тр}}=44{,}5\,l^{0,16}n^{1,5}=44{,}5\cdot 31{,}2^{0,16}\cdot 3^{1,5}=405\ \text{Па}.$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа определяем по формуле (IV.31)

$$\Delta p_{\text{е}}=468+405=873\ \text{Па}.$$

Для всех участков основного циркуляционного кольца принимаем те же коэффициенты местных сопротивлений, что и для соответствующих участков двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой (см. рис. V.16), за исключением теплопроводов участков *7, 16, 19*, для которых $\Sigma\zeta$ изменилось.

Расчет нового циркуляционного кольца. **Стояк 1.** Прибор первого этажа; $Q=$ $=1280$ Вт (см. рис. V.18). Полная длина кольца $\Sigma l=96{,}6$ м (табл. V.14).

Таблица V.14

Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной гравитационной системы водяного отопления с верхней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
Стояк 1. Прибор первого этажа, Q=1280 Вт										
1	1 280	44	20	1,3	5,5	0,034	1,38	1,79	3,34	5,13
2	6 740	232	32	7	2,5	0,064	2,55	17,8	5,25	24,05
3	15 000	516	40	7	1	0,109	5,10	35,7	6	41,7
4	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
5	33 340	1146	50	3,5	3	0,149	6,4	22,3	33	55,3
6	65 140	2238	76×3	6,7	3	0,171	5,9	39,53	43	82,53
7	129 000	4440	89×3,5	4	0,5	0,23	8,8	35,2	13	48,2
8	64 500	2220	76×3	5	3,5	0,163	5,4	27	45,5	72,5
9	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
9′	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
10	64 500	2220	76×3	2	4	0,163	5,4	10,8	52	62,8
11	129 000	4440	89×3,5	12	0,5	0,23	8,8	106	13	119
12	6 540	2238	76×3	6,7	1,5	0,171	5,9	39,53	21,5	61,03
13	33 340	1146	50	3,5	1,5	0,149	5,4	22,3	16,5	38,8
14	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
15	15 000	516	40	7	1	0,109	5,10	35,7	6	41,7
16	6 740	262	32	10	2	0,064	2,55	25,5	4,12	29,62
17	4 420	152	25	2,8	4	0,074	4,41	12,4	11,1	23,5
18	2 560	88	20	2,8	4	0,068	4,12	11,55	9,15	20,7
19	1 280	44	20	1,3	6	0,034	1,38	1,79	3,61	5,4
				Σl=96,6						Σ(Rl+Z)= =794,25

Таблица V.15

Расчет циркуляционного кольца отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
Стояк 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт										
20	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,8	10	17,4	27,4
21	8260	284	32	0,6	2,5	0,078	3,53	2,11	7,85	9,96
22	8260	284	32	3,7	2,5	0,078	3,53	13,06	7,85	20,91
23	5460	188	25	2,8	4	0,092	6,85	19,18	16,34	35,52
24	3140	103	20	2,8	4	0,084	660	18,48	14,10	32,58
25	1570	54	15	1,3	9,5	0,08	7,8	10	30	40
				Σl=12,5						Σ(Rl+Z)= =166,37

Продолжение табл. V.15

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
Стояк 3. Прибор первого этажа; Q=1460 Вт										
26	1460	50	15	1,3	5,5	0,072	7,35	9,55	13,95	23,5
27	7040	242	25	0,6	2,5	0,118	11,2	6,72	17,6	24,32
28	7040	242	25	3,7	2,5	0,118	11,2	41,5	17,6	59,1
29	4720	162	25	2,8	4	0,078	5,4	15,12	12,6	27,72
30	2620	90	20	2,8	4	0,071	4,4	12,3	9,8	22,1
31	1460	50	15	1,3	9,5	0,072	7,35	9,55	24	33,55
				Σl=12,5						Σ(Rl+Z)= =190,29
Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
32	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,3	4,29	5,5	9,79
33	4180	144	15	2,8	5	0,215	63,8	178	114	292
34	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,3	4,29	9,5	13,79
				Σl=5,4						Σ(Rl+Z)= =315,58
Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
35	1160	40	15	1,3	5,5	0,059	4,9	6,37	8,6	14,97
36	2320	80	15	2,8	5	0,119	21,6	60,9	34,6	95,5
37	1160	40	15	1,3	9,5	0,059	4,9	6,37	15	21,37
				Σl=5,4						Σ(Rl+Z)= =131,84

Рис. V.18. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией

Принимаем ориентировочно 50% естественного циркуляционного давления на потери от трения и получим среднюю удельную потерю давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0{,}5 \cdot 873}{96{,}6} = 4{,}5 \text{ Па/м}.$$

Общая потеря в основном циркуляционном кольце равна:

$$\Sigma (Rl + Z) = 794{,}25 \text{ Па},$$

запас составляет:

$$\frac{873-794{,}25}{794{,}25}\,100 = 9{,}9\%$$

(на случайные, не предусмотренные расчетом гидравлические потери дается запас $\sim 10\%$).

После расчета основного циркуляционного кольца рассчитывают стояки на том же кольце.

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q=1570$ Вт (табл. V.15). Дополнительное давление от охлаждения воды в трубах будет различным для каждого кольца. Для циркуляционного кольца, обслуживающего прибор первого этажа, на стояке *2* находим дополнительное давление вследствие охлаждения воды в трубах.

Горизонтальное расстояние от главного стояка до стояка *2* равно 24,2 м:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = 44{,}5 \cdot 24{,}2^{0{,}16} \cdot 3^{1{,}5} = 388 \text{ Па}.$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа в стояке *2* составит:

$$\Delta p_{\text{е}} = 468 + 388 = 856 \text{ Па}.$$

Согласно табл. V.14, потери давления на участках кольца через стояк *2*, не являющихся общими с кольцом через стояк *1* (*1*, *2*, *16—19*) составляют:

$$\Sigma (Rl + Z)_{1,2,\ 16-19} = 108{,}4 \text{ Па}.$$

Располагаемое давление для стояка *2*:

$$\Delta p_{\text{р}} = 856 - (794{,}25 - 108{,}4) = 170{,}15 \text{ Па}.$$

Общая длина расчетных участков составляет $\Sigma l = 12{,}5$ м.

Средняя потеря давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0{,}5 \cdot 170{,}15}{12{,}5} = 6{,}85 \text{ Па}.$$

Потеря давления в расчетных участках (см. табл. V.15)

$$\Sigma (Rl + Z)_{20-25} = 166{,}37 \text{ Па} < 170{,}15 \text{ Па}.$$

Стояк 3. Прибор первого этажа; $Q=1460$ Вт. Точно так же, как и в циркуляционном кольце через стояк *2*, находим дополнительное давление от охлаждения воды в циркуляционном кольце через стояк *3*. Горизонтальное расстояние от главного стояка до стояка 3 равно $l=17{,}2$ м.

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = 44{,}5 \cdot 17{,}2^{0{,}16} \cdot 3^{1{,}5} = 368 \text{ Па}.$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа в стояке *2*

$$\Delta p_{\text{е}} = 468 + 368 = 836 \text{ Па}.$$

Потери давления на участках кольца через стояк *3*, не являющихся общими с кольцами через стояк *1*:

$$\Sigma (Rl + Z)_{15-19 \text{ и } 1-3} = 191{,}8 \text{ Па}.$$

Располагаемое давление для стояка *3*

$$\Delta p_{\text{р}} = 836 - (794{,}25 - 191{,}8) = 233{,}55 \text{ Па}.$$

Подобно расчету стояка *2*, подбираем диаметры участков с *26* по *29* включительно. Отметим, что в данном случае надо считать кольцо через правый прибор, имеющий нагрузку 1460 Вт. Получим $(Rl+Z)=190{,}29$ Па. Разницу 233,55—190,29=43,26 Па дросселируем краном двойной регулировки на участке *31*.

Подобным образом рассчитываются и остальные кольца к приборам первого этажа.

Второй этаж. Рассчитываем трубопровод для циркуляции воды через отопительный прибор второго этажа у наиболее удаленного стояка *1*.

Теплопередача правого прибора второго этажа $Q=930$ Вт. Прибор стоит на 2,8 м выше прибора первого этажа, следовательно, в сравнении с первым этажом расчетное естественное давление увеличится и составит:

$$\Delta p_e = 2{,}8 \cdot 9{,}81 \cdot 15{,}89 = 436 \text{ Па}.$$

На участках между точками *а* и *б* для циркуляции воды через прибор второго этажа должно быть израсходовано

$$\Delta p = 5{,}13 + 5{,}4 + 20{,}7 + 436 = 468{,}23 \text{ Па}.$$

Примем предварительно диаметр каждого из трех новых участков (*32*, *33* и *34*) равным 15 мм, тогда получим:

$$\Sigma (Rl + Z)_{32,33,34} = 307{,}3 \text{ Па} < 468{,}23 \text{ Па}.$$

Оставшееся давление 160,93 Па необходимо погасить на участке *34* краном двойной регулировки.

Третий этаж. **Стояк 1.** Тепловая нагрузка прибора $Q=1160$ Вт.

Прибор третьего этажа стоит на 2,8 м выше прибора второго этажа, следовательно, в сравнении со вторым этажом расчетное естественное давление будет больше на величину

$$\Delta p_e = 2{,}8 \cdot 9{,}81 \cdot 15{,}89 = 436 \text{ Па}.$$

На участках между точками *б* и *в* для циркуляции воды через прибор третьего этажа должно быть израсходовано давление, равное потерям в участках *17*, *32* и *34* с дросселированием краном 160,93 Па, и естественное давление

$$\Delta p = 23{,}5 + 9{,}9 + 10{,}4 + 160{,}93 + 436 = 640{,}73 \text{ Па}.$$

Принимая для всех трех участков (*35*, *36* и *37*) одинаковый диаметр 15 мм, получим общую потерю, равную 131,84 Па (табл. V.15). Остальные 640,73—131,84= =508,89 Па погашаются краном двойного регулирования на участке *37*.

Приведенный расчет не может считаться совершенно точным, так как в самом начале расчета было принято ориентировочное значение дополнительного давления от охлаждения воды в трубах $p_{е.тр}=405$ Па. Казалось бы, что для точного расчета следовало определить дополнительное охлаждение воды во всех участках теплопровода, а затем найти более точное значение $p_{е.тр}$. В этом случае необходимо было бы принять также точные значения ζ тройников и крестовин. Однако такое уточнение мало отразится на теплоотдаче отопительных приборов. Поэтому нет практического смысла вести дальнейший расчет, учитывая более точно охлаждение воды в трубах.

Для систем водяного отопления, проектируемых в зданиях не выше шести этажей, допускается давление от охлаждения воды в трубах принимать по приближенным значениям (приложение 2) без дополнительного поверочного расчета.

§ 60. ДВУХТРУБНАЯ ГРАВИТАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

В системах с нижней разводкой охлаждение воды в подъемных стояках уменьшает разность плотности столбов горячей и охлажденной воды, т. е. уменьшает действующее давление. Наоборот, охлаждение воды в опускных стояках, по которым вода движется сверху вниз, увеличивает разность плотности столбов горячей и охлажденной воды и тем самым увеличивает действующее циркуляционное давление. Поскольку условия

прокладки подъемных и опускных стояков идентичны, то возникающие дополнительные циркуляционные давления взаимно нейтрализуются, и поэтому гравитационное давление от охлаждения воды в трубах можно не учитывать.

Пример V.10. Рассчитаем двухтрубную систему водяного отопления с естественной циркуляцией и нижней разводкой при $\Delta t_c = 95 - 70 = 25°$ (рис. V.19).

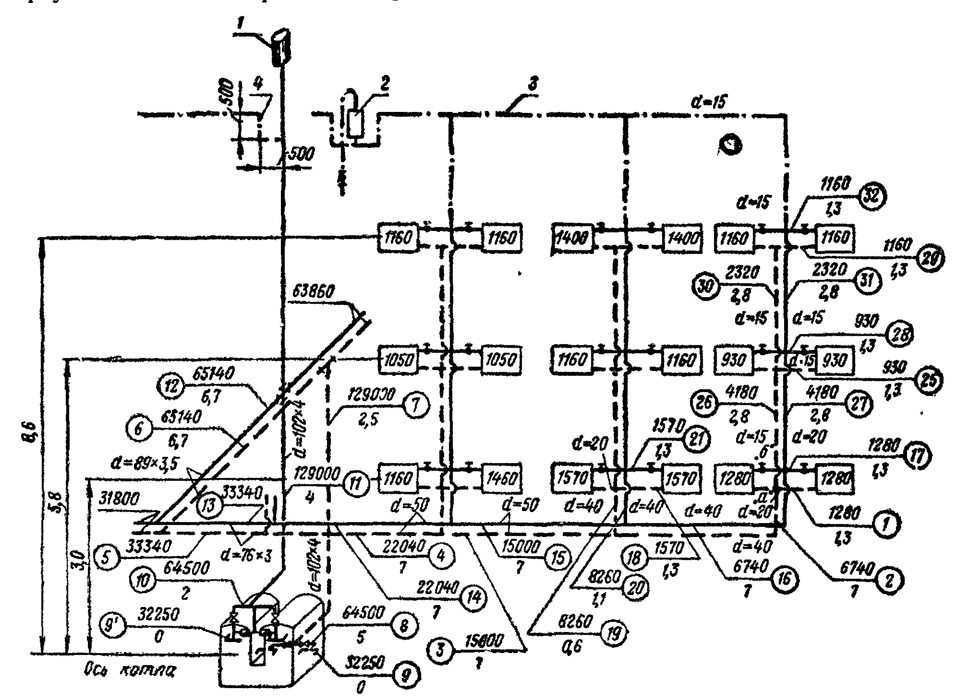


Рис. V.19. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и естественной циркуляцией

1 — расширительный бак, *2* — воздухосборник; *3* — воздушная линия; *4* — изгиб для отвода воздуха в расширительный бак (как вариант)

Решение. Располагаемое давление от охлаждения воды в приборах нижнего этажа определяем по формуле (IV.43)

$$\Delta p_{е.пр} = 9{,}81 \cdot 3 \cdot 15{,}89 = 468 \text{ Па}.$$

Стояк 1. Рассчитываем основное циркуляционное кольцо для прибора первого этажа; $Q = 1280$ Вт

Согласно табл. V.16, длина кольца $\Sigma l = 78{,}5$ м; средняя удельная потеря давления на трение

$$R_{ср} = \frac{0{,}5 \cdot 468}{78{,}5} = 3 \text{ Па/м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений принимаем такие же, что и при расчете системы с верхней разводкой, только в участке *17* надо считать крестовину на поворот вместо тройника на противоток.

Согласно расчету, потеря давления в главном кольце составит:

$$\Sigma (Rl + Z) = 379{,}31 \text{ Па} < 468 \text{ Па}.$$

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q = 1570$ Вт.

На участках *18, 19* (обратной линии) и *20, 21* (подающей линии) следует затра-

Таблица V.16

Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубиой гравитационной системы водяного отопления с нижней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па	Rl, Па	Z Па	Rl+Z, Па
Стояк 1. Прибор первого этажа; Q=1280 Вт										
1	1 280	44	20	1,3	5,5	0,034	1,38	1,79	3,34	5,13
2	6 740	262	40	7	4	0,048	1,2	8,4	4,7	13,1
3	15 000	516	50	7	1	0,067	1,47	10,3	2,3	12,6
4	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
5	33 340	1146	76×3	3,5	3	0,082	1,57	5,49	10,11	15,6
6	65 140	2238	89×3,5	6,7	3	0,116	2,35	15,6	20,1	35,7
7	129 000	4440	102×4	2,5	3	0,172	4,22	10,55	43,2	53,75
8	64 500	2220	89×3,5	5	3	0,115	2,3	11,5	19,5	31
9	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
9′	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
10	64 500	2220	89×3,5	2	4	0,115	2,3	4,6	26	30,6
11	129 000	4440	102×4	4	1,5	0,172	4,22	16,88	21,6	38,48
12	65 140	2238	89×3,5	6,7	3	0,116	2,35	15,6	20,1	35,7
13	33 340	1146	76×3	3,5	3	0,082	1,57	5,49	20,11	15,6
14	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
15	15 000	516	50	7	1	0,067	1,47	10,3	2,3	12,6
16	6 740	232	40	7	2	0,048	1,2	8,4	2,35	10,75
17	1 280	44	20	1,3	7,5	0,034	1,38	1,79	4,51	6,3
				Σl=78,5						Σ(Rl+Z)= =379,31

Таблица V.17

Расчет циркуляционных колец отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
Стояк 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт										
18	1570	54	20	1,3	5,5	0,042	1,95	2,54	4,9	7,44
19	8260	284	40	0,6	4	0,06	1,76	1,06	7,05	8,11
20	8160	284	40	1,1	4	0,06	1,76	1,94	7,05	8,99
21	1570	54	20	1,3	7,5	0,042	1,95	2,54	6,6	9,14
				Σl=4,3						Σ(Rl+Z)= =33,68
Стояк 1. Прибор второго этажа; Q=930 Вт										
25	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,3	4,29	5,5	9,79
26	4180	144	15	2,8	4	0,215	63,8	178	94	272
27	4180	144	20	2,8	4	0,11	12,45	34,9	23,8	58,7
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,3	4,29	9,5	13,79
				Σl=8,2						Σ(Rl+Z)= =354,28
Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
29	1160	40	15	1,3	8,5	0,057	4,9	6,37	13,4	19,77
30	2320	80	15	2,8	4	0,114	21,6	60,9	27,4	88,3
31	2320	80	15	2,8	4	0,114	21,6	60,9	27,4	88,3
32	1160	40	15	1,3	12,5	0,057	4,9	6,37	19,6	25,97
				Σl=8,2						Σ(Rl+Z)= =222,34

тить то же давление, что и на участках *1, 2, 16* и *17* основного кольца, у которых $\Sigma(Rl+Z)=35{,}28$ Па.

В расчетной табл. V.17 указаны искомые диаметры участков. Потери давления в них составляют:

$$(Rl+Z)=33{,}68 \text{ Па} < 35{,}28 \text{ Па}.$$

Перейдем к расчету трубопроводов приборов верхних этажей **Стояк 1.** Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт.

Для циркуляции воды через прибор первого этажа расходуется давление (точки *а* и *б*, см. рис. V.19).

$$(Rl+Z)_{1,17}=5{,}13+6{,}3=11{,}43 \text{ Па}.$$

Между точками *а* и *б* для циркуляции воды через прибор второго этажа должно расходоваться давление

$$\Delta p_{\text{р}}^{\text{II}}=(Rl+Z)_{25,\ 26,\ 27 \text{ и } 28}+\Delta p_{\text{е}}=11{,}43+2{,}8\cdot15{,}89\cdot9{,}81=445{,}43 \text{ Па}.$$

Здесь на четыре участка следует затратить давление, большее, чем по всему основному циркуляционному кольцу, где было $(Rl+Z)=379{,}31$ Па.

Заметим, что на участке *26* имеются скоба и крестовина на проход при соединении потоков, поэтому принято $\zeta=2+2=4$. Далее на участке *27* имеются также скоба и крестовина на проход; здесь принято $\zeta=2+2=4$. На участке *28* для крана $d=15$ мм $\zeta=4$, в результате получим $\Sigma\zeta=9{,}5$.

Принимая для участка *26* $d=15$ мм и для участка *27* $d=20$ мм, по табл. V.17 получим $(Rl+Z)=354{,}58$ Па $<445{,}43$ Па. В этом случае будет обеспечена большая гидравлическая устойчивость при циркуляции воды через приборы нижнего этажа.

В той же таблице указаны окончательные диаметры. Полная потеря давления равна 354,58 Па $<445{,}43$ Па; остаток давления 90,85 Па погашается краном двойного регулирования на участке *28*.

Стояк 1. Прибор третьего этажа; $Q=1160$ Вт.

Между точками *а* и *б* для циркуляции воды через подводки каждого прибора первого этажа было затрачено давление $(Rl+Z)_{1,17}=11{,}43$ Па.

Следовательно, для циркуляции воды через новые расчетные участки для каждого прибора третьего этажа должно затратиться давление

$$\Delta p_{\text{р}}^{\text{III}}=\Delta p_{\text{е}}+\Sigma(Rl+Z)_{1,17,26}=2\cdot2{,}8\cdot15{,}89\cdot9{,}81+11{,}43+58{,}7+272=548{,}63 \text{ Па}.$$

Согласно той же табл. V.17, потерю давления в новых расчетных участках получим $\Sigma(Rl+Z)=222{,}34$ Па $<548{,}63$ Па.

Избыток давления дросселируется краном двойной регулировки на участке *32*.

§ 61. КВАРТИРНАЯ СИСТЕМА ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Первая установка квартирного отопления была выполнена в 1875 г. инж. Лешевичем в Петербурге. Он применил плоские стальные отопительные приборы и расположил их у наружных стен. Между стеной и отопительными приборами были оставлены воздушные прослойки. В качестве теплоносителя использовалась горячая вода, которая поступала в верхнюю часть прибора и уходила через нижнюю; воздух поступал в решетки, расположенные внизу отопительных приборов, и, поднимаясь вдоль задней стенки, выходил из решетки над прибором. Отопительные приборы были изящно оформлены в виде пилястр.

При таком высоком отопительном приборе получалось несколько большее естественное давление для циркуляции воды в системе.

В системах квартирного отопления в качестве отопительных приборов обычно применяют радиаторы, которые, как правило, устанавливают под окнами. Центр нагревания в малометражных котлах, применяемых в квартирном отоплении, обычно находится близ центра отопительного прибора. Поэтому циркуляция воды в системе происходит главным образом за счет охлаждения воды в теплопроводах.

В квартирных системах (рис. V.20) подающая магистраль обычно укладывается под потолком помещения. Надо отметить, что чем дальше стояк от котла, тем больше охлаждение воды в подающей магистрали. Следовательно, при расположении всех отопительных приборов на одной

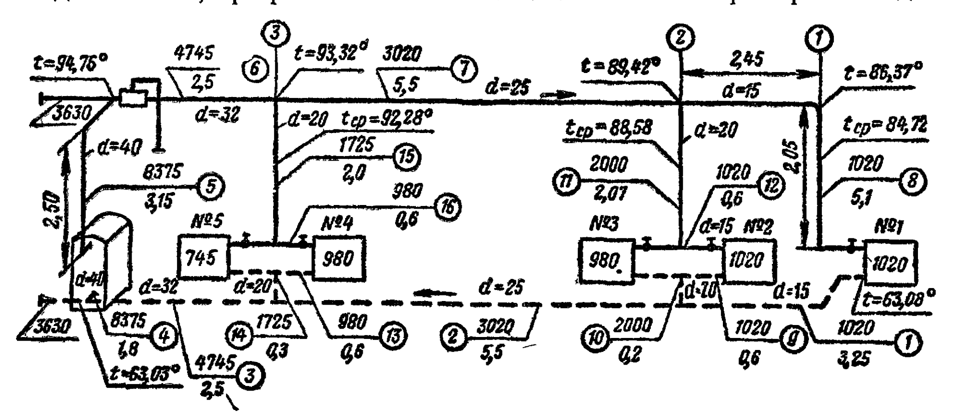


Рис. V.20. Квартирная система водяного отопления

высоте естественное циркуляционное давление у приборов, наиболее удаленных от котла, будет наибольшим.

Главный стояк, если он находится в кухне, в которой располагаются источники больших тепловыделений (например, кухонная плита), подлежит теплоизоляции. Этим устраняются непроизводительные теплопотери и увеличивается естественное давление для циркуляции воды в системе.

Для получения еще большего циркуляционного давления разводящая магистраль и стояки к отопительным приборам не должны изолироваться.

Подающая линия укладывается с уклоном по ходу воды, обратная линия — с уклоном к котлу. Для спуска воды в нижней точке системы устанавливается кран.

При определении поверхности отопительных приборов в этих системах учитывается теплопередача теплопроводами.

Располагаемое естественное давление, Па, для циркуляции воды в отдельных кольцах определяется по эмпирической формуле, сходной по структуре с формулой (IV.31a):

$$\Delta p_e = [bh_г (l + h_г) \pm h_1 (\rho_о - \rho_г)] g, \qquad (V.43)$$

где b — коэффициент, принимаемый равным 0,4 кг/м$^{-4}$ при изолированном главном стояке и неизолированных остальных трубах; $b = 0{,}34$ кг/м$^{-4}$ — при изолированных главном стояке и обратной линии; $b = 0{,}16$ кг/м$^{-4}$ — при всех изолированных трубах;

$h_г$ — превышение подающей магистрали над центром нагревания воды в котле, м;

l — расстояние по горизонтали от расчетного стояка до котла, м;

h_1 — расстояние по вертикали от центра отопительного прибора до центра нагревания воды в котле (со знаком плюс, если центр отопительных приборов расположен выше центра котла; со знаком минус, если центр отопительных приборов расположен ниже центра котла), м.

Центром нагревания котла при определении $h_г$ и h_1 считается плоскость, расположенная на 250 мм выше колосниковой решетки, т. е. плоскость наиболее интенсивного нагревания воды.

В начале расчета принимается охлаждение воды в каждом отопительном приборе ($\Delta t = 20°$), иначе невозможно заранее определить естественное давление от остывания воды в трубах и отопительных приборах.

Для увеличения высоты $h_г$ расширительный бачок рекомендуется делать проточным.

Изменение плотности, кг/м³, воды в зависимости от температуры можно выразить с достаточной для практики точностью следующей формулой:

$$\rho = 1000,3 - 0,06 - 0,0037t^2, \qquad (V.44)$$

где t — температура воды, °С.

При охлаждении воды от +95 до +75° С увеличение ее плотности равно:

$$\rho_о - \rho_г = 12,92 \text{ кг/м}^3.$$

При охлаждении воды в отопительных приборах на 20° уменьшение плотности воды в среднем составляет:

$$\Delta\rho = \frac{12,92}{20} \approx 0,64 \text{ кг/(м}^3\cdot\text{К)}.$$

В этом случае формула (V.43) может быть заменена более простой

$$\Delta p_е = [bh_г(t + h_г] \pm 0,64h_1\Delta t]\, g. \qquad (V.45)$$

Применяя эту формулу, получим без громоздких операций достаточно точный расчет, для различной плотности воды $\rho_о$ и $\rho_г$.

Пример V.11. Рассчитать теплопровод квартирной системы водяного отопления, приведенной на рис. V.20. Температура горячей воды в котле $t_г = 95$ °С, перепад температуры воды в радиаторах $\Delta t = 20°$. Главный стояк изолирован; остальные трубы открыты; циркуляция воды естественная, $h_1 = 0,26$ м.

Решение. Прежде всего определим, какой из нагревательных приборов является наиболее невыгодно расположенным.

Ориентировочное естественное давление для стояка *1* составит:

$$\Delta p_{е.с1} = [0,4\cdot 2,5\,(11,55 + 2,5) + 0,64\cdot 0,26\cdot 20]\, 9,81 = 170 \text{ Па},$$

где 2,5 — вертикальное расстояние между верхней точкой главного стояка и центром нагревания воды в котле, м;

11,55 — расстояние от главного стояка до дальнего стояка, считая по горизонтали, м.

Длина циркуляционного кольца через прибор № 1: $\Sigma l = 29,3$ м; откуда средняя линейная потеря давления

$$R_{ср_1} = \frac{0,5\cdot 170}{29,3} = 2,9 \text{ Па/м}.$$

Ориентировочное естественное давление для стояка *2* составит:

$$\Delta p_{е2} = [0,4\cdot 2,5\,(9,1 + 2,5) + 0,26\cdot 0,64\cdot 20]\, 9,8 = 146 \text{ Па}.$$

Длина циркуляционного кольца через прибор № 2 составляет $\Sigma l = 24,42$ м, отсюда:

$$R_{ср_2} = \frac{0,5\cdot 146}{24,42} = 3 \text{ Па/м}.$$

Для стояка *3* можем написать

$$\Delta p_{e3} = [0,4 \cdot 2,5\,(3,6 + 2,5) + 0,26 \cdot 0,64 \cdot 20)]\,9,8 = 92,8 \text{ Па},$$

откуда

$$R_{ср_3} = \frac{0,5 \cdot 92,8}{13,55} = 3,41 \text{ Па/м}.$$

Начнем расчет кольца через наиболее невыгодно расположенный прибор № 1 стояка *1*

Стояк 1. Прибор № 1, $Q = 1020$ Вт В соответствии со средней потерей давления на 1 пог. м длины основного кольца записываем в табл V.18 принятый диаметр участков теплопроводов и гидравлические потери

Таблица V.18

Расчет теплопроводов системы квартирного отопления

Номер участка	Q, Вт	G кг/ч	d_y мм	l, м	w м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	$Rl+Z$, Па
Расчет основного циркуляционного кольца квартирной системы водяного отопления										
1	1020	44	15	3,25	0,063	5,9	19,2	4,5	8,8	28
2	3020	130	25	5,5	0,064	2,75	15,1	1	1,95	17,05
3	4745	204	32	2,5	0,057	1,96	4,9	1,5	2,45	7,35
4	8375	360	40	1,8	0,076	2,65	4,8	4	11,4	16,2
5	8375	360	40	3,15	0,076	2,65	8,3	2	5,7	14
6	4745	204	32	2,5	0,057	1,96	4,9	3	5	9,9
7	3020	130	25	5,5	0,064	2,75	15,1	1	1,95	17,05
8	1020	44	15	5,1	0 063	5,9	30,1	9,5	18,55	48,65
				$\Sigma l = 29,3$						$\Sigma(Rl + Z) = 158,2$
Расчет кольца через стояк 2 Прибор № 3; Q = 1020 Вт										
9	1020	44	15	0,6	0,063	5,9	3,5	7	13,6	17,1
10	2000	86	20	0,2	0,066	4,02	0,8	1,5	3,25	4,05
11	2000	86	20	2,07	0,066	4,02	8,3	1,5	3,25	11,55
12	1020	44	15	0,6	0,063	5,9	3,5	8	15,6	19,1
				$\Sigma l = 3,47$						$\Sigma(Rl+Z) = 51,8$
Расчет кольца через стояк 3 Прибор № 4; Q = 980 Вт										
13	980	42	15	0,6	0,06	5,4	3,25	7	12,4	15,65
14	1725	74	20	0,3	0,06	3,25	0,98	1,5	2,55	3,53
15	1725	74	20	2	0,06	3,25	6,5	1,5	2,55	9,05
16	980	42	15	0,6	0,06	5,4	3,25	8	14,2	17,45
				$\Sigma l = 3,6$						$\Sigma(Rl+Z) = 45,68$

Затем определяем необходимые для расчета коэффициенты местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ тройников, отводов и пр

Далее, пользуясь приложением 3 определяем теплопередачу каждого участка рассчитанного теплопровода, затем температуру в начале и в конце расчетных участков и, наконец, находим действительное естественное давление от охлаждения воды в трубах и радиаторах

Расчет начнем с основного циркуляционного кольца.

Согласно табл V 19, перепад температуры воды в начале главного стояка (участок *5*) и воздуха в помещении

$$\Delta t_5 = 95 - 18 = 77°.$$

Таблица V.19

Определение теплопередачи и температуры воды по отдельным участкам теплопровода квартирной системы водяного отопления

Номер участка и прибора	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	$t_{нач}$, °C	$t_{пом}$, °C	Δt, град	Q', Вт/м	Q, Вт	$\Delta t'$, град	$t_{кон}$, °C	$t_{ср}$, °C
5	360	40	3,15	95	18	77	157	99	0,24	94,76	94,88
6	204	32	2,5	94,76	18	76,76	136	341	1,44	93,32	—
7	130	25	5,5	93,32	18	75,32	107	589	3,9	89,42	—
8	44	15	5,1	89,42	18	71,42	64	327	6,36	83,06	—
Прибор № 1				83,06		20				63,06	73,06
1	43	15	3,25	63,06	18	45,06	41	139	—	60,36	—
11	86	20	2,07	89,42	18	71,42	82	169	2,7	87,73	88,58
12	44	20	0,6	87,73	18	69,73	79	48	1,69	86,8	—
Прибор № 2	—	—	—	86,8	—	20			0,93	66,8	76,8
9	44	20	0,6	66,8	18	48,8	56	34	—	66,14	—
10	86	20	0,2	66,14	18	48,14	55	109	0,66	65,05	—
2	130	25	5,5	63,5	18	45,5	65	358	1,09	61,13	—
15	74	20	2,1	93,32	18	75,32	85	177	2,37	91,25	92,28
16	42	20	0,6	91,25	18	63,25	71	42,5	2,07	90,38	—
Прибор № 4	—	—	—	90,38	—	20			0,87	70,38	80,38
13	42	20	0,6	70,38	18	52,38	61	36	0,74	69,64	—
14	74	20	0,3	69,64	18	51,94	60	17,8	0,21	69,73	—
3	204	32	2,5	64,3	18	46,3	83	207	0,87	63,43	—
4	360	40	1,8	63,43	18	45,43	92	166	0,4	63,03	—

По приложению 3 найдем теплопередачу 1 м неизолированной трубы $d=40$ мм, она составляет $Q=157$ Вт.

Принимая теплопередачу изолированной трубы равной 0,2 теплопередачи открытой трубы, получим:

$$Q_5 = 157\, l_5 \cdot 0{,}2 = 157 \cdot 3{,}15 \cdot 0{,}2 = 99 \text{ Вт}.$$

При расходе воды на этом участке $G_5=360$ кг/ч получим понижение температуры воды

$$\Delta t'_5 = \frac{99 \cdot 3{,}6}{360 \cdot 4{,}187} = \frac{99}{1{,}163 \cdot 360} = 0{,}24°$$

и конечную температуру воды $t_{5\,кон}=94{,}76$ °C.

Произведя расчет подобным же образом, найдем температуру в конце участка *8* $t_{5\,кон}=83{,}06$ °C. Температура обратной воды после отопительного прибора *1* $t_{кон}=83{,}06-20=63{,}06$ °C;
средняя температура воды в приборе $t_{ср}=73{,}06$ °C.

Температуру воды в начале участка *2* найдем из теплового баланса: по участку *1* перемещается 44 кг воды с конечной температурой $t_{1\,кон}=60{,}36$ °C и по участку 10— 86 кг с $t_{10\,кон}=65{,}05$ °C.

После смешивания получим температуру воды в начале участка *2*:

$$t_{2нач} = \frac{44 \cdot 60{,}36 + 86 \cdot 65{,}05}{44 + 86} = 63{,}5° \text{ C},$$

Продолжая вести расчет аналогичным образом, получим температуру воды перед котлом $t_{4\,кон}=63{,}03$ °C.

Определим величину естественного циркуляционного давления, Па, при охлаждении воды в трубах основного кольца и в отопительном приборе № 1:

$$\Sigma \Delta p_e = \Delta p_{e1} + \Delta p_{e2} + \Delta p_{e3} \pm \Delta p_{e4},$$

где Δp_{e1} — естественное давление от охлаждения воды в подающей магистрали, Па;

Δp_{e2} — естественное давление от охлаждения воды в стояке № 1, Па;

Δp_{e3} — естественное давление от охлаждения воды в приборе, Па;

Δp_{e4} — естественное давление, возникающее в результате разности отметок центра охлаждения воды в приборе и центра нагревания воды в котле, Па.

Средняя температура воды в подающей магистрали

$$t_{cp} = (94,76 + 86,37) : 2 = 90,56° \text{C}.$$

Температура воды в верхней части главного стояка $t_{5\,кон} = 94,76°$ С.

Подающая труба под потолком уложена с уклоном к дальнему стояку, средняя разность ее отметок в конечных точках $\Delta h = 0,1$ м. Принимая во внимание среднюю температуру воды в ней, естественное давление от охлаждения воды в подающей магистрали составит:

$$\Delta p_{e1} = \Delta h \cdot 0,64\, \Delta t_1\, g = 0,1 \cdot 0,64\, (94,76 - 90,56)\, 9,8 = 2,65 \text{ Па}.$$

Далее определим среднюю температуру воды по высоте главного стояка

$$t_{5cp} = (95 + 94,76) : 2 = 94,88° \text{C}.$$

Вычисляем среднюю температуру воды по высоте дальнего стояка $t_{8\,cp} = 84,72$ °С (см. рис. V.20).

Высота стояка *1* составляет 2,05 м. Естественное давление равно:

$$\Delta p_{e2} = 0,9 \cdot 2,05 \cdot 0,64\, \Delta t \cdot 9,8 = 2,05 \cdot 0,64\, (94,88 - 84,72)\, 9,8 = 117,6 \text{ Па},$$

где 0,9 — коэффициент принимается для случая, если обратный трубопровод не изолирован, если же он изолирован, принимается коэффициент 1.

Середина высоты отопительного прибора № 1 находится выше центра нагревания воды в котле на 0,26 м. Естественное давление от остывания воды в приборе равно:

$$\Delta p_{e3} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 0,64\, (95 - 83,06)\, 9,8 = 18,7 \text{ Па},$$

где 0,5 — высота прибора, м;

83,06 — температура воды, входящей в прибор, °С.

Наконец, находим:

$$\Delta p_{e4} = 0,26 \cdot 0,64\, (95 - 63,06)\, 9,8 = 52 \text{ Па},$$

где 63,06 — температура воды, выходящей из прибора, °С.

Потеря давления для циркуляции воды в основном кольце равна 158,2 Па (табл. V.18). Располагаемое циркуляционное давление составит:

$$\Sigma \Delta p_e = 2,65 + 117,6 + 18,7 + 52 = 190,95 \text{ Па},$$

т. е. имеем достаточный запас.

Проверим параметры отопительного прибора № 2 на стояке *2*.

Средняя температура воды на участке *11* $t_{11\,cp} = 88,58$ °С, тогда как средняя температура воды в стояке *1* $t_{1\,cp} = 84,72$ °С (см. рис. V.20); следовательно, для стояка *2* при его высоте 2,07 м естественное давление уменьшается на величину

$$\Delta p_e = 2,07 \cdot 0,64\, (88,58 - 84,72)\, 9,8 = 50,2 \text{ Па}.$$

Естественное давление от охлаждения воды для циркуляции в кольце через стояк *2* составит:

$$\Sigma \Delta p_{2e} = 190,95 - 50,2 = 140,75 \text{ Па}.$$

Потеря давления в участках *2—7* составляет 81,55 Па.

Потери давления в участках *9, 10, 11, 12* кольца через стояк *2* составят:

$$\Delta p = 190,95 - 50,2 - 81,55 = 59,2 \text{ Па}.$$

Согласно табл. V.18, потеря давления в стояке *2* равна 51,8 Па < 59,2 Па.

Проверяем работу стояка *3*. Средняя температура воды на участке *15* $t_{15ср} = 92{,}28\ °C$. По сравнению со стояком *1* уменьшение естественного давления составляет:

$$\Delta p_e = 2{,}05 \cdot 0{,}64\,(92{,}28 - 84{,}72)\,9{,}8 = 97{,}2\ Па,$$

Потери давления в участках *3*, *4*, *5* и *6* равны:

$$\Sigma\,(Rl + Z) = 47{,}45\ Па,$$

Располагаемое давление для этого стояка

$$\Delta p = 190{,}95 - 97{,}2 - 47{,}45 = 46{,}3\ Па.$$

Пользуясь табл. V.18, получим:

$$\Sigma\,(Rl + Z) = 45{,}68\ Па \approx 46{,}3\ Па.$$

Вычитая полученную теплопередачу теплопровода из теплопотерь отдельных помещений, найдем необходимую тепловую нагрузку радиатора, а затем число секций.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. М., Госстройиздат 1961.

Кострюков В. А. Примеры расчета по отоплению и вентиляции. Ч. 1. Отопление. М., Стройиздат, 1964.

Одельский Э. Х. Гидравлический расчет трубопроводов разного назначения. Минск, «Высшейшая школа», 1967.

Офицеров Л. Ф. Однотрубные системы водяного отопления. М., Госстройиздат, 1960.

Глава VI

ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 62. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Если при кипении воды давление остается неизменным, температура воды тоже будет постоянной. Тепло, подводимое к воде, которое расходуется на ее испарение, называется *теплом испарения.*

Водяной пар, находящийся в термодинамическом равновесии с водой, называется *сухим насыщенным паром,* а смесь сухого насыщенного пара с капельками воды во взвешенном состоянии — *влажным насыщенным паром.*

Полное тепло 1 кг сухого насыщенного пара, кДж/кг, равно:

$$q_п = q_в + q_к \qquad \text{(VI 1)}$$

где $q_в$ — тепло, затраченное на нагревание воды до температуры кипения, кДж/кг.

$q_к$ — удельное тепло испарения (конденсации), кДж/кг.

При давлении пара 0,01 МПа (0,1 кгс/см²), $q_в = 426{,}2$ кДж/кг и $q_к = 2253$ кДж/кг полное теплосодержание 1 кг пара составит:

$$q_п = 426{,}2 + 2253 = 2679{,}2 \text{ кДж/кг } (639{,}9 \text{ ккал/кг}).$$

При конденсации пара выделяется тепло конденсации, температура конденсата в момент его образования равна температуре пара.

В системах парового отопления применяется сухой насыщенный пар и используется его свойство при конденсации выделять скрытое тепло испарения. Пар из котлов по паропроводам поступает в отопительные приборы, установленные в помещениях. В приборах пар конденсируется, и тепло через стенки приборов передается в помещения. Конденсат отводится из приборов по конденсатопроводам в сборные конденсатные баки, откуда насосами, а в отдельных случаях самотеком направляется в котлы.

Пример VI.1. Теплопотери помещения 8400 кДж/ч=2326 Вт (2000 ккал/ч). Требуется определить, какое количество сухого насыщенного пара низкого давления должно поступить в отопительный прибор, чтобы возместить эти теплопотери.

Удельное тепло конденсации пара при давлении 0,01 МПа (0,1 кгс/см²) равно 2253 кДж/кг (538 ккал/кг).

Количество пара, необходимое для возмещения теплопотерь 2326 Вт (2000 ккал/ч), составит:

$$\frac{8400}{2253} = \frac{2000}{538} \approx 4 \text{ кг/ч}.$$

При конденсации пара объем его резко изменяется: объем конденсата в 400—1500 раз меньше объема пара, равновеликого ему по массе.

Если в отопительный прибор поступает количество пара, соответствующее количеству, которое может сконденсироваться, и обеспечен сво-

бодный сток конденсата, прибор целиком заполняется паром. Конденсат в виде пленки стекает по стенкам прибора вниз (рис. VI.1, *а*).

Если поступающее количество пара в отопительный прибор будет меньше того, которое могло бы сконденсироваться при заданной тепловой нагрузке, нижняя часть прибора будет заполнена невытесненным из прибора воздухом, поскольку воздух тяжелее пара (рис. VI.1, *б*).

Если в отопительный прибор поступает уменьшенное количество пара и затруднен сток конденсата, уровень его расположения в приборе повысится (рис. VI.1, *в*).

Через нижнюю часть отопительного прибора тепло будет передаваться вследствие охлаждения конденсата.

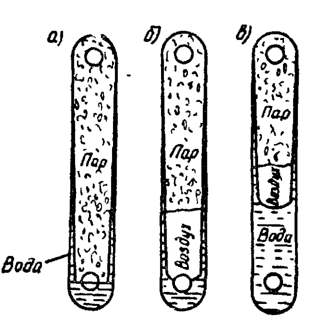


Рис. VI.1. Распределение пара в отопительном приборе

§ 63. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления, как указано в главе I, подразделяются на вакуум-паровые — абсолютное давление $<0,1$ МПа (менее 1 кгс/см^2), низкого давления — избыточное давление 0,005—0,07 МПа (0,05—0,7 кгс/см^2) и высокого давления — избыточное давление $>0,07$ МПа (более 0,7 кгс/см^2).

Паровые системы низкого давления в свою очередь подразделяются на *открытые*, сообщающиеся с атмосферой, и *закрытые*, не сообщающиеся с атмосферой.

По способу возврата конденсата в котел системы бывают *замкнутые* — с непосредственным возвратом конденсата в котел и *разомкнутые* — с возвратом конденсата в конденсатный бак и с последующей перекачкой его из бака в котел.

По схеме соединения труб с приборами системы могут быть *двухтрубные и однотрубные* (те и другие с верхней, нижней и средней разводкой, с сухим и мокрым конденсатопроводом), с попутным движением пара и конденсата и тупиковым.

Сухими называются конденсатопроводы, сечения которых не полностью заполнены конденсатом, а при перерывах в работе системы не заполнены водой. *Мокрыми* называются конденсатопроводы, которые всегда заполнены водой.

1. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы парового отопления низкого давления устраивают по открытой схеме. На рис. VI.2 приведена система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом.

Перед пуском системы открывают вентиль на водопроводной линии и вода под давлением поступает в систему и заполняет ее до уровня *1—1*. После этого вентиль закрывают и начинают топить котел. При повышении температуры воды в котле вода доводится до кипения. Пар из котла по главному стояку *1* поступает в магистральные паропроводы *2*, паровые стояки *3* и через ответвления *4* в нагревательные приборы *5*, где конденсируется. Конденсат по ответвлениям *6* из приборов поступает

в магистральный конденсатопровод 7 и из него в котел. Давление пара в котле со стороны конденсатной линии уравновешивается столбом воды h. При давлении пара в котле 0,01 МПа (0,1 кгс/см^2) $h = 1$ м.

При стекании конденсата из горизонтальной конденсатной трубы в общий конденсатный стояк высота столба в нем увеличивается и часть конденсата выдавливается в котел.

При пуске системы отопления воздух из нее вытесняется паром. Так как воздух тяжелее пара, он отводится через конденсатную линию в воз-

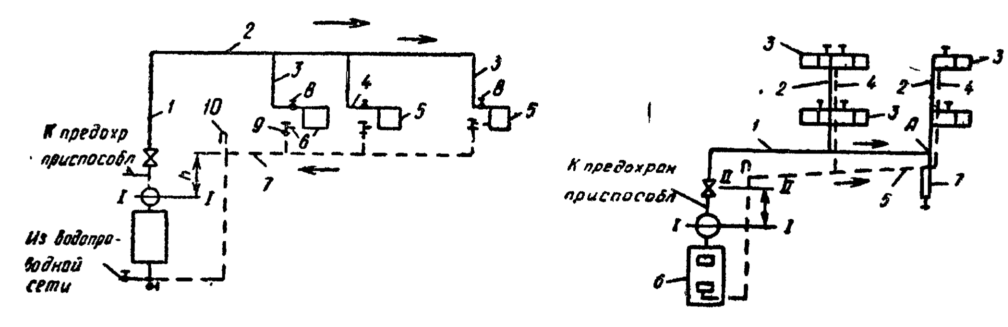


Рис. VI.2. Система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом

Рис. VI.3. Система парового отопления низкого давления с нижней разводкой
1 — распределительная паровая магистраль; *2* — паровые стояки, *3* — отопительные приборы; *4* — конденсатные стояки; *5* — сборная конденсатная магистраль; *6* — котел; *7* — гидравлический затвор

душную трубу *10*. Точка присоединения воздушной трубы к конденсатопроводу должна быть выше уровня воды в общем конденсатном стояке на 200—250 мм.

Как известно, пар содержит мельчайшие частицы солей, образующихся при выкипании воды. При установке крана двойной регулировки соли отлагаются между стаканчиком и корпусом, вследствие чего стаканчик прикипает к корпусу. Поэтому перед прибором на пароподводящей трубе устанавливают вентиль *8*.

Для того чтобы пар не поступал из приборов в конденсатопровод, а полностью в них конденсировался, на ответвлениях от приборов рекомендуется устанавливать тройники *9* с пробкой.

На рис. VI.3 приведена система парового отопления низкого давления с нижней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом. Эта система работает аналогично системе с верхней разводкой. Пар из паровой распределительной магистрали поступает в паровые стояки снизу вверх и через ответвления в отопительные приборы. Конденсат по конденсатным стоякам и сборной конденсатной магистрали стекает в котел.

Паровую магистраль прокладывают с уклоном 0,01—0,005 по направлению движения пара во избежание возникновения шума и для обеспечения стекания конденсата. Из конечной точки конденсат отводится через петлю (рис. VI.4), которая представляет собой гидравлический затвор, не позволяющий пару проникать в конденсатную магистраль.

При установившемся состоянии высота расположения уровня воды в левой части петли соответствует давлению пара в точке A, следовательно, сколько конденсата поступает в правую часть петли, столько же переливается в конденсатную магистраль, которую прокладывают с уклоном 0,01—0,005 по направлению к котлу. Скорость движения па-

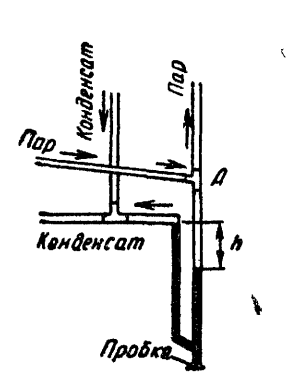


Рис VI 4 Схема гидравлического затвора

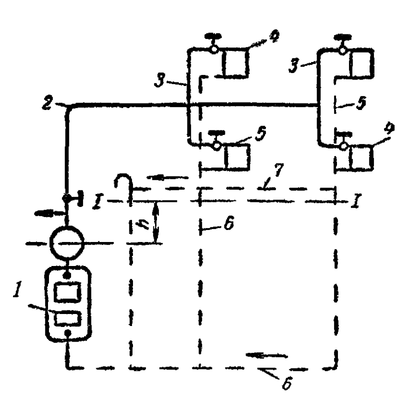


Рис VI 5 Схема парового отопления низкого давления со средней разводкой и мокрым конденсатопроводом

1 — котел *2* — паровая магистраль; *3* — паровой стояк, *4* — отопительный прибор, *5* — конденсатный стояк, *6* — конденсатная магистраль, *7* — воздушная линия

ра в подъемных стояках не должна превышать 0,1—0,14 м/с, так как при больших скоростях пар подхватывает образующийся в стояках конденсат, в связи с чем создаются шум и гидравлические удары.

На рис. VI.5 приведена система парового отопления низкого давления со смешанной разводкой (верхней и нижней), с непосредственным возвратом конденсата в котел, с мокрым конденсатопроводом. Эта схема может быть применена при прокладке магистрального паропровода над полом верхнего этажа, а также над полом или под потолком одного из средних этажей здания

Непосредственный возврат конденсата в котел возможен при давлении пара до 0,02 МПа (0,2 кгс/см²), поскольку при более высоком давлении пришлось бы значительно заглублять котельную.

При давлении пара выше 0,02 МПа (0,2 кгс/см²) применяют разомкнутые системы с возвратом конденсата самотеком в конденсатный бак, с последующей перекачкой его в котел с помощью центробежного насоса, который располагают ниже дна бака для обеспечения надежной работы насоса на горячей воде (рис. VI 6) При таком устройстве системы

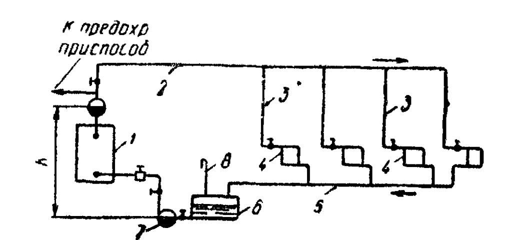


Рис VI 6. Система парового отопления низкого давления разомкнутая

1 — котел, *2* — паровая магистраль *3* — паровые стояки, *4* — отопительные приборы, *5* — конденсатная магистраль, *6* — конденсатный бак, *7* — насос, *8* — воздушная труба

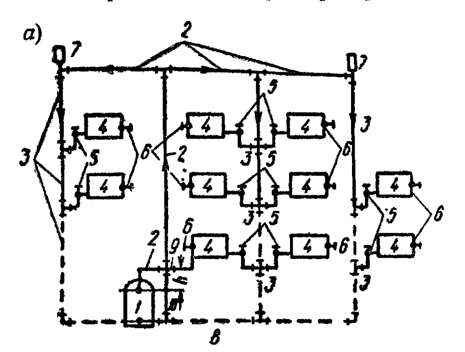
отопительные приборы можно располагать на одном уровне с котлом и даже ниже его. Воздух из системы удаляется в атмосферу по конденсатопроводу через конденсатный бак. Во избежание выхода пара в атмосферу через конденсатную магистраль в конце ее перед баком в зависимости от величины давления пара устанавливают петлеобразный гидравлический затвор или конденсатоотводчик.

Верхнюю разводку паропроводов следует применять при наличии чердака или при возможности прокладки паропроводов под потолком верхнего этажа, нижнюю разводку используют в том случае, если нет чердака и невозможна прокладка паропровода под потолком какого-либо этажа.

2. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В этих системах пар и конденсат транспортируются по одной трубе. Они могут быть с верхней (рис. VI.7, а) и нижней разводкой (рис. VI.7, *б*) и горизонтальные проточные (рис. VI.8).

В системе с нижней разводкой (рис. VI.7, *б*) пар из котла *1* поступает по разводящему паропроводу *2* и стоякам *3* к отопительным прибо-



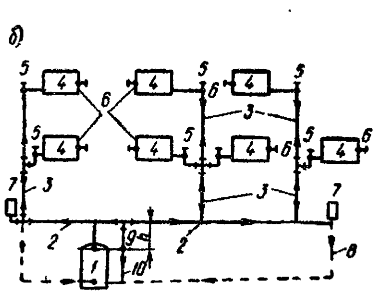


Рис. VI.7. Однотрубная паровая система отопления

а — с верхней разводкой; *б* — с нижней разводкой

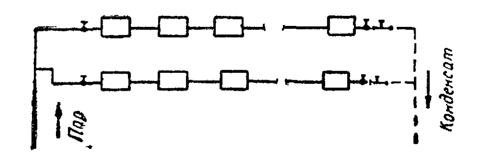


Рис. VI.8. Система парового отопления однотрубная горизонтальная

рам *4* через запорно-регулировочный вентиль *5*. Воздух вытесняется из системы через автоматические воздушные клапаны *7*. Воздушные краны *6* устанавливают на высоте, равной приблизительно $^1/_3$ высоты отопительного прибора.

В стояках *3* происходит встречное движение конденсата и пара. При конденсации пара в приборах образуется вакуум, который затрудняет сток из них. На ответвлениях к приборам для облегчения стока конденсата предусматривается вертикальный участок. Разводящие паропроводы прокладывают с уклоном, обеспечивающим движение пара и конденсата в одном направлении. Конденсат поступает в мокрый конденсатопровод *8*.

Для осушки пара предусмотрена труба *10*. В результате давления, создающегося в котле, уровень конденсата поддерживается выше точки *9*, что исключает проникание пара из паропровода по трубе *10* в конденсатопровод *8*.

При встречном движении пара и конденсата в стояках и ответвлениях к приборам возникают гидравлические удары и система работает со значительным шумом.

В системе с верхней разводкой (рис. VI.7, *а*) встречное движение пара и конденсата происходит лишь в ответвлениях к отопительным приборам и отмечается меньший шум, чем в системах с нижней разводкой.

Однотрубные вертикальные системы парового отопления не получили распространения.

Для обогрева больших помещений, не требующих индивидуального регулирования теплоотдачи каждого прибора, применяют горизонтальные системы (рис. VI.8), в которых отсутствует встречное движение пара и конденсата.

3. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

К паровым системам высокого давления относятся системы с давлением в начальной точке паропровода (при выходе из котла или при вводе в здание) более 0,07 МПа (0,7 кгс/см²).

Схемы этой системы отопления могут быть с верхней, нижней и средней разводкой пара. На рис. VI.9 приведена схема парового

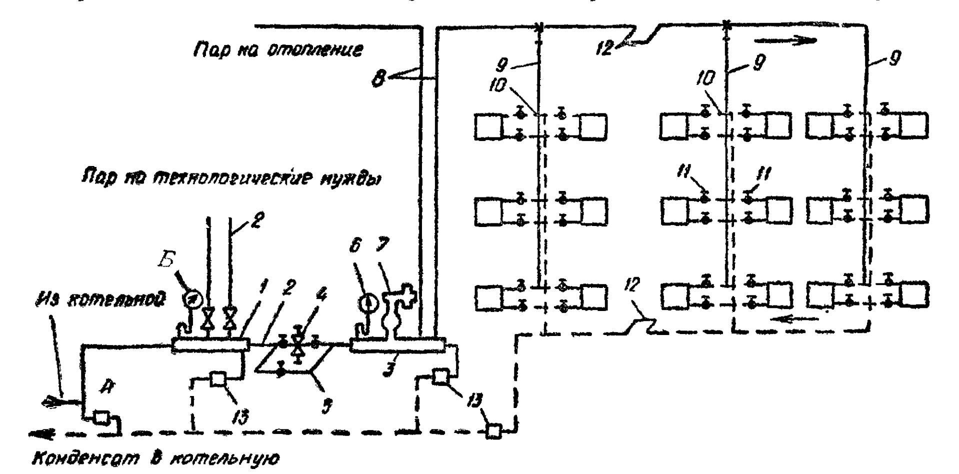


Рис. VI.9. Паровая система отопления высокого давления с верхней разводкой

отопления высокого давления, закрытая, двухтрубная с верхней разводкой, тупиковая. Пар давлением, например, 0,59 МПа (6 кгс/см²), необходимым по условиям производства, поступает из котельной в первый распределительный коллектор *1* и из него по паропроводам *2* направляется на технологические нужды.

Поскольку в системах парового отопления высокого давления применяется пар с давлением не выше 0,37 МПа (3,8 кгс/см²), между первым распределительным коллектором *1* и вторым *3* устанавливают редукционный клапан *4*, снижающий давление пара с 0,59 до 0,37 МПа

(с 6 до 3,8 кгс/см²). Редукционный клапан снабжается обводной линией *5* на случай ремонта.

На обоих коллекторах устанавливают манометры *6*, а на втором коллекторе *3* дополнительно предусматривается предохранительный рычажный клапан *7*. Пар из этого коллектора поступает по главным стоякам *8* в стояки *9* и ответвления *10* к отопительным приборам. У отопительных

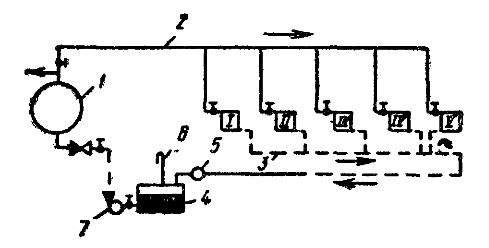


Рис. VI.10. Система парового отопления с попутным движением пара и конденсата

1 — котел; *2* — паропровод; *3* — конденсатопровод; *4* — конденсатный бак; *5* — конденсатоотводчик; *6* — воздушная трубка, *7* — насос

приборов и конденсатных ответвлений устанавливают вентили *11* для регулирования, а при необходимости и полного отключения отдельных приборов.

На паровой и конденсатных линиях предусматривают компенсаторы *12*, воспринимающие удлинение труб при их нагревании.

Конденсат из распределительных коллекторов и точки *А* подъема паровой магистрали отводится через конденсатоотводчики *13*.

Из системы конденсат самотеком поступает в конденсатный бак, расположенный в котельной, откуда насосом перекачивается в котлы. Устройство систем парового отопления высокого давления по закрытой схеме отличается лишь тем, что конденсатный бак не сообщается с атмосферой и поступающий в него пролетный пар и пар вторичного вскипания используются для тех или иных нужд.

При тупиковом устройстве систем парового отопления высокого давления пар поступает со значительно бо́льшим давлением в отопительные приборы, близко расположенные к котлу, и в связи с трудностью регулирования из приборов частично попадает в конденсатопровод, создавая подпор конденсату, поступающему из более удаленных приборов. Для устранения такого явления применяют схему устройства системы отопления с попутным движением пара и конденсата (рис. VI.10).

В таких системах пар из прибора *I* будет поступать в конденсатопровод с бо́льшим давлением, чем из прибора *II*, а из прибора *II* с бо́льшим давлением, чем из прибора *III*, и т. д. На последних участках конденсатопровода избыточное давление пара почти отсутствует и самые удаленные приборы полностью освобождаются от конденсата.

Систему с попутным движением пара и конденсата можно применять при давлении пара более 0,03 МПа (0,3 кгс/см²).

4. ВАКУУМ-ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

В этих системах в котле с помощью вакуум-насоса создается давление ниже атмосферного. Температура понижается ниже 100° С. Тем же насосом в системе перемещаются пар и конденсат.

На рис. VI.11 приведена принципиальная схема вакуум-паровой системы отопления.

Пар из парового котла низкого давления *1* поступает по паропроводу *2* в отопительные приборы *3*. Конденсат возвращается по конденсато-

проводу *4*. Разность давления в котле и конденсатной магистрали поддерживается мокровоздушным насосом *5* с электродвигателем *6*. Включение и выключение насоса осуществляется с помощью автоматического регулятора *7* с рубильником *8*.

Мембранный регулятор присоединен с одной стороны к паропроводу у котла. Подача пара регулируется путем открытия поддувальной двер-

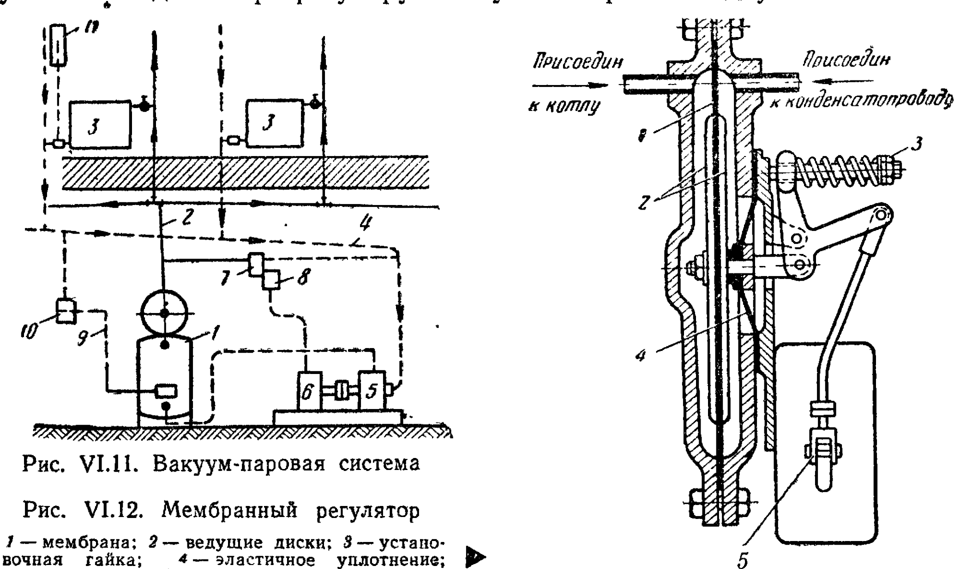


Рис. VI.11. Вакуум-паровая система

Рис. VI.12. Мембранный регулятор

1 — мембрана; *2* — ведущие диски; *3* — установочная гайка; *4* — эластичное уплотнение; *5* — рубильник

цы с помощью тяги *9* и автомата *10*, работающего от термостата *11*. Термостат установлен в помещении для контроля температуры.

На рис. VI.12 приведен мембранный регулятор разности давления в котле и конденсатопроводе. Определенной разнице давления соответствует определенный выгиб мембраны, воздействующий с помощью рычагов на пусковой рубильник электродвигателя.

На подводках к каждому отопительному прибору устанавливают вентили, а на выходе из прибора — конденсатоотводчики термического действия.

Основное условие нормальной работы системы — ее герметичность, поэтому во избежание подсоса воздуха монтаж должен быть выполнен особенно тщательно.

Вакуум-паровые системы, как удовлетворяющие гигиеническим требованиям и имеющие малое гидростатическое давление, предусмотрено применять в зданиях большой высоты. В СССР вакуум-паровые системы не применяются.

§ 64. ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ ПАРА И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ

Давление пара в начале паровой магистрали (при выходе из котла или на вводе пара в здание) при замкнутой системе с непосредственным возвратом конденсата в котел принимают в зависимости от протяженности паропровода (от котла до удаленного прибора):

при $l<100$ м . . . . $p=0{,}005$ МПа (0,05 кгс/см^2)
» $l=100$ м . . . . $p=0{,}005$—0,01 МПа (0,05—0,1 кгс/см^2)
» $l=100$—200 м . . . . . $p=0{,}01$—0,02 МПа (0,1—0,2 кгс/см^2)
» $l=200$—300 м . . . . . $p=0{,}02$—0,03 МПа (0,2—0,3 кгс/см^2)

При отоплении ряда зданий из одной котельной или при использовании пара низкого давления в калориферах и пароводонагревателях применяют давление 0,03—0,07 МПа (0,3—0,7 кгс/см^2). В паровых системах высокого давления используется пар давлением до 0,37 МПа (3,8 кгс/см^2).

1 ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Методика расчета паропроводов систем парового отопления низкого давления в основном аналогична расчету систем водяного отопления.

Паропроводы можно рассчитывать по удельной потере давления на трение, пользуясь таблицами, аналогичными таблицам для расчета теплопроводов систем водяного отопления. Таблицы составлены для средней плотности пара, поскольку плотность при низком давлении изменяется незначительно.

Расчет начинают с ветви паропровода наиболее неблагоприятно расположенного — наиболее удаленного от котла прибора.

На преодоление линейных и местных сопротивлений расходуется разность давления пара при выходе из котла и перед отопительным прибором.

Давление перед отопительным прибором принимают 0,0015—0,002 МПа (150—200 кгс/м^2). Скорость движения пара во избежание шума должна быть не более указанной в табл. VI.1.

Таблица VI.1

Предельная скорость движения пара в паропроводах систем отопления

Давление на вводе		Скорость движения пара, м/с, при направлении пара и конденсата	
МПа	кгс/см^2	попутном	встречном
До 0,07	До 0,7	30	20
Более 0,07	Более 0,7	80	60

При предварительном расчете паропроводов принимают, что на преодоление линейных сопротивлений расходуется 65% разности давления пара при выходе его из котла и при входе его в отопительный прибор. Разделив эту величину на длину паропровода от котла до рассматриваемого прибора, найдем возможную удельную потерю давления на трение $R_{ср}$, Па (кгс/м^2).

По указанным выше таблицам для $R_{ср}$ и тепловым нагрузкам Q определяют диаметр расчетных участков и соответствующие фактические значения R и w, м/с. Затем находят потерю давления на трение Rl на участках и ΣRl для всей расчетной ветви паропровода. После этого определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений на отдельных

участках и потери давления Z на преодоление местных сопротивлений. Затем находят $\Sigma(Rl+Z)$ для всей расчетной ветви паропровода.

Определив $\Sigma(Rl+Z)$ в расчетной ветви, сравнивают полученную величину с располагаемым давлением в системе. Допускается принимать запас давления в размере до 10% на преодоление возможных сопротивлений, не учтенных расчетом паропроводов.

После определения диаметра паропровода наиболее неблагоприятно расположенного прибора находят диаметры ветвей паропровода других отопительных приборов. Расчет должен быть произведен так, чтобы потери давления во взаимосвязанных частях системы не отличались более чем на 25%.

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

При движении пара в паропроводах систем парового отопления высокого давления от начальной точки (от ввода или котла) к месту потребления значительно изменяется его давление, а следовательно, его плотность. Поэтому при расчете паропровода нельзя принимать по всей его длине среднюю величину плотности пара, как при расчете паропроводов в системах низкого давления. В этом случае для каждого участка паропровода необходимо принимать плотность, соответствующую среднему давлению пара на участке. При расчете паропроводов можно пользоваться таблицами или номограммами, которые отличаются от таблиц и номограмм для систем парового отопления низкого давления тем, что в них удельные потери давления $R_{усл}$ и скорость движения пара $w_{усл}$ при различных диаметрах паропровода и расходах пара приведены к значению $\rho=1$ кг/м³.

Чтобы найти действительные значения удельной линейной потери давления R и скорости движения пара w, условные величины $R_{усл}$ и $w_{усл}$ для каждого участка делят на действительную, соответствующую давлению плотность пара ρ:

$$R_{ист} = \frac{R_{усл}}{\rho} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}; \quad \text{(VI.2)}$$

$$w_{ист} = \frac{w_{усл}}{\rho} \text{ м/с.} \quad \text{(VI.3)}$$

Среднее условное падение давления на трение на 1 м при $p = 0{,}08$ МПа (0,8 кгс/см²), $\rho=1$ кг/м³ составит:

$$R_{ср} = \frac{(p_1 - p_2)\rho_{ср}}{\Sigma l}\frac{100 - n}{100} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)},$$

где p_1 и p_2 — давление пара в начале и конце паропровода, Па (кгс/м²);

$\rho_{ср}$ — средняя плотность пара, кг/м³, соответствующая среднему давлению пара $\frac{p_1+p_2}{2}$;

n — доля потери давления на местные сопротивления ($n = 20\%$);

Σl — длина паропровода, м.

Местные сопротивления при расчете паропроводов высокого давления заменяют эквивалентными длинами. Длина паропровода, на которой потеря давления на трение равна потере в местном сопротивлении при

коэффициенте местного сопротивления, равном 1, называется *эквивалентной длиной;* для участка — $l_{экв} = \Sigma\zeta \frac{d}{\lambda}$, где λ — коэффициент трения; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений участка.

При действительной длине расчетного участка l общая потеря давления будет равна:

$$\Delta p = R(l + l_{экв}) \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}, \quad \text{(VI 4)}$$

где R — истинная удельная потеря давления на трение;

$l_{экв}$ — эквивалентная длина, м, соответствующая диаметру участка.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

Диаметр конденсатопроводов систем парового отопления низкого давления подбирают в зависимости от тепловых нагрузок отдельных участков, давления, характера конденсатопроводов (сухой или мокрый) и длины его участков по таблицам справочников.

Диаметр мокрых напорных конденсатопроводов определяют по располагаемому давлению:

$$\Delta p_р = \rho g h \eta \text{ Па}, \quad \text{(VI.5)}$$

где h — вертикальное расстояние между начальной и конечной точками магистрального конденсатопровода или произведение длины магистрали l на ее уклон i ($h = li$);

ρ — плотность воды, кг/м³;

η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсате воздуха или пара.

Для горизонтальных конденсатопроводов и стояков внутренних сетей коэффициент η принимают равным: при давлении $\leqslant 0{,}07$ МПа ($\leqslant 0{,}7$ кгс/см²) $\eta = 0{,}5$; при давлении $> 0{,}07$ МПа ($> 0{,}7$ кгс/см²) $\eta = 0{,}65$, для горизонтальных конденсатопроводов наружных сетей $\eta = 0{,}75$; для напорных конденсатопроводов, работающих под давлением от бака за счет разности уровней, $\eta = 1$.

Диаметр напорного конденсатопровода при давлении, создаваемом насосом, определяют по расчетному перепаду давлений, необходимому для перекачки конденсата по магистральному конденсатопроводу. Расчетное количество конденсата для перекачки насосом принимают в зависимости от подачи насоса. При использовании напорного бака расчетное количество конденсата принимают по расчетному расходу пара с коэффициентом 1,5, во всех остальных случаях по массе пара.

Пример VI.2. В системе парового отопления низкого давления наиболее неблагоприятно расположен отопительный прибор I.

Общая длина паропровода от котла до этого прибора 32 м. При такой длине принимаем давление при выходе из котла $p_к = 5 \cdot 10^3$ Па (500 кгс/м²). Конечное давление перед прибором 150 кгс/м². Располагаемое давление на преодоление сопротивлений в паропроводе $\Delta p = 3500$ Па (500—150=350 кгс/м²), на преодоление сопротивлений трения принимаем равным 65% Δp. Требуется рассчитать паропровод системы парового отопления низкого давления (рис. VI.13). Тепловые нагрузки и длины участков паропроводов указаны на схеме.

1. Определяем среднюю удельную потерю давления на трение:

$$R_{ср} = \frac{0{,}65 \cdot 3500}{32} = 71 \text{ Па (7,1 кгс/м}^2\text{) на 1 м.}$$

Расчетные данные сведены в табл. VI.2.

Таблица VI.2

Расчет диаметров паропроводов систем парового отопления низкого давления

№ участка	Тепловые нагрузки Q		l, м	Данные предварительного расчета								
	Вт	ккал/ч		d, мм	w, м/с	R, Па/м	R, кгс/м²	Rl, Па	Rl, кгс/м²·м	Σζ	Z, Па	Z, кгс/м²
1	27 912	24 000	9	40	14,8	53,9	5,5	485,4	49,5	3,25	234,33	23,89
2	22 097	19 000	5	32	15,45	73,5	7,5	367,7	37,5	3	231	23,56
3	10 467	9 000	6	25	12,9	78,4	8	470,7	48	1	53,9	5,5
4	5 233	4 500	8	20	18,25	63,7	6,5	509,9	52	4,5	151,4	15,44
5	2 326	2 000	4	15	8,75	68,6	7	274,6	28	20	488,4	49,8
								2108	215		1159	118,19

$\Sigma(Rl+Z)=3267$ Па (333,19 кгс/м²)

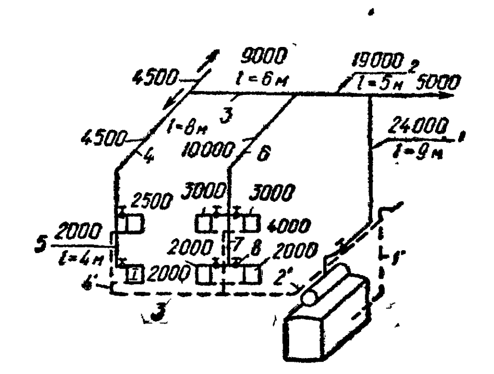


Рис. VI.13 Расчетная схема системы парового отопления низкого давления

2. Общее падение давления на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений составит:

$$\Delta p = \Sigma(Rl + Z) = 3267 \text{ Па } (333{,}19 \text{ кгс/м}^2).$$

Запас давления 5% находится в допустимых пределах.

Определив диаметры расчетной ветви паропровода, вычисляем диаметры участков *6*, *7*, *8*. Располагаемое давление для этих участков 2114,5 Па (215,5 кгс/м²).

3. Принимая на преодоление сопротивлений трения 65% располагаемого давления, находим удельную потерю давления на трение: $R_{ср}=115$ Па (11,7 кгс/м²).

Далее диаметры участков *6*, *7*, *8* определяют аналогично участкам *1—5*.

Диаметры конденсатопроводов принимают по Справочнику проектировщика в зависимости от количества тепла, выделенного паром, из которого получился конденсат на отдельных участках, характеристики конденсатопровода (сухой или мокрый), положения его (горизонтальный или вертикальный) и длины. Найденные диаметры заносят в табл. VI.3.

Таблица VI.3

Диаметры конденсатопровода

№ участка	Q, Вт	Q, ккал/ч	$d_у$, мм
1′	27 912	24 000	20
2′	16 864	14 500	20
3′	5 233	4 500	20
4′	2 326	2 000	15

Примечание. Конденсатопровод на участках 2′, 3′ и 4′ сухой, а на участке 1′ частично мокрый (диаметр принимаем 20 мм).

Пример VI.3. В системе парового отопления высокого давления абсолютное давление в распределительном коллекторе 0,294 МПа (3 кгс/см²). Располагаемое падение давления для системы 0,05 МПа (0,5 кгс/см²). Давление у отопительных приборов 0,245 МПа (2,5 кгс/см²). Требуется определить диаметр паропровода системы парового отопления, приведенной на рис. VI.14.

Расчет приборов стояка 1.

Длина ветви паропровода, считая от парораспределительного коллектора до отопительного прибора стояка *1*, 68,9 м

1. Оставляя 20% давления на преодоление местных сопротивлений, найдем среднюю удельную потерю давления на трение:

$$R_{\text{ср}} = \frac{\Delta p\, 0{,}8}{\Sigma l} = \frac{49\,000 \cdot 0{,}8}{68{,}9} = 570 \text{ Па} \left(\frac{5000 \cdot 0{,}8}{68{,}9} = 58 \text{ кгс/м}^2 \right).$$

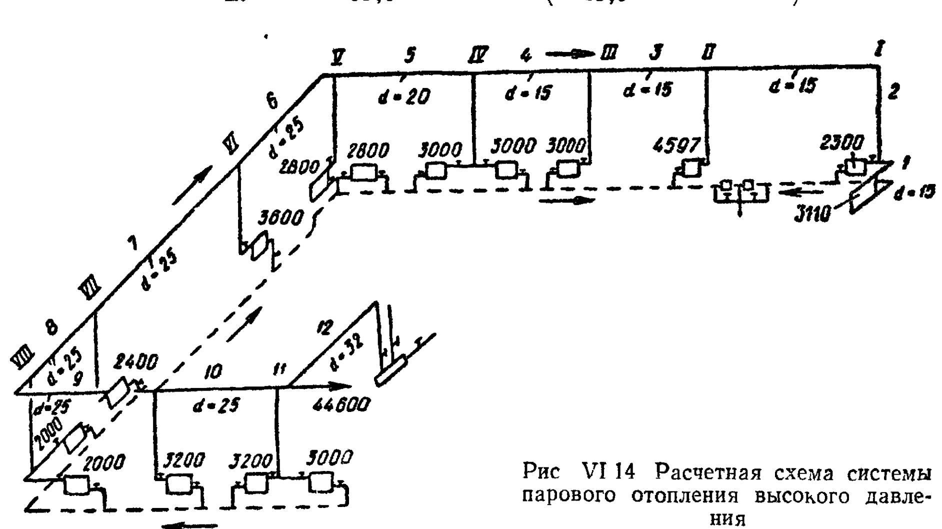


Рис VI 14 Расчетная схема системы парового отопления высокого давления

2. Расчет ведем по номограмме (приложение 4), которая составлена для пара при $\rho = 1$ кг/м³ Пересчитаем $R_{\text{ср}}$ на $R_{\text{ср усл}}$:

$$R_{\text{ср.усл}} = R_{\text{ср}}\, \rho_{\text{ср}} = 570 \cdot 1{,}492 = 850 \text{ Па } (86{,}7 \text{ кгс/м}^2),$$

где ρ — плотность пара при среднем давлении в расчетной ветви 0,27 МПа (2,75 кгс/см²).

При давлении пара $p = 0{,}245$ МПа (2,5 кгс/см²) удельное тепло конденсации пара в приборах будет равно $q_{\text{к}} = 2180$ Дж (521,5 ккал/кг).

3. Разделив тепловые нагрузки на $q_{\text{к}}$, получим расход пара Расчетные данные сведены в табл. VI.4.

4. Абсолютное давление пара перед прибором 0,245 МПа (2,50 кгс/см²). По расходу пара по номограмме находим диаметр паропровода участка *1*, а также величины $R_{\text{усл}}$ и $w_{\text{усл}}$

При расходе пара на участке *1* 10 кг/ч и $d = 15$ мм по номограмме получим:

$$R_{\text{усл}} = 245 \text{ Па } (25 \text{ кгс/м}^2);$$

$$w_{\text{усл}} = 14 \text{ м/с}.$$

При расходе пара 6 кг/ч

$$R_{\text{усл}} = 245 \frac{6}{10} = 146{,}3 \text{ Па } (15 \text{ кгс/м}^2);$$

$$w_{\text{усл}} = 14 \frac{6}{10} = 8{,}4 \text{ м/с}.$$

5 Находим $R_{\text{ист}}$, $w_{\text{ист}}$ и $\frac{d}{\lambda}$ и заносим их в табл. VI.4.

6 Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участке *1*:
для тройника на противотоке при делении потоков $\zeta = 6{,}3$;
для утки и отвода $d = 15$ мм $\zeta = 1{,}5 + 1{,}5 = 3$.

Таблица VI.4

Расчет паропроводов систем парового отопления высокого давления

№ участков	Тепловая нагрузка		Расход пара G, кг/ч	l, м	Давление пара		ρ, кг/м³	$d_у$, мм	Условные значения			Действительные значения			d/λ	$\Sigma\zeta$	$\Sigma\zeta \frac{d}{\lambda}$	$l_{пр}$ м	Δp		$\Sigma\Delta p$	
									$R_{усл}$		$w_{усл}$, м/с	$R_{ист}$		$w_{ист}$, м/с								
	Вт	ккал/ч			кгс/см²	МПа			кгс/м²	Па/м		кгс/м²	Па/м						кгс/м²	Па	кгс/м²	Па
1	2		3	4	5		6	7	8		9	10	11		12	13	14	15	16		17	
1	3 650	3 110	6	1,2	2,5	0,245	1,367	15	15	147	8,4	11	107,8	6,2	0,5	26,3	13,2	14,4	158	1 550	158	1 550
2	6 420	5 410	11	10,3	2,52	0,247	1,377	15	30	294	15	21,9	214,5	10,9	0,5	2,5	1,25	11,55	253	2 480	411	4 030
3	11 630	10 000	19	5,3	2,54	0,249	1,387	15	100	980	26	72	705	18,7	0,5	1	0,5	5,8	418	4 090	829	8 125
4	15 120	13 000	26	5,3	2,59	0,254	1,412	20	33	323	19	23,3	228,5	13,4	0,7	1	0,7	6	140	1 370	969	9 500
5	22 100	19 000	37	5,8	2,6	0,254	1,417	20	70	685	27	49,4	484	19,1	0,7	1	0,7	6,5	321	3 140	1290	12 620
6	28 610	24 600	47	4,5	2,63	0,258	1,432	25	30	294	22	21	206	15,4	1	2	2	6,5	137	1 340	1427	14 000
7	32 810	28 200	54	8,8	2,65	0,26	1,443	25	44	392	25	30,6	300	17,4	1	1	1	9,8	300	2 940	1727	16 920
8	34 900	30 600	59	4,5	2,68	0,262	1,459	25	50	490	27	34,4	337	18,5	1	2	2	6,5	424	4 150	1961	19 400
9	40 300	34 600	67	5	2,7	0,264	1,469	25	70	685	32	47,7	467	21,8	1	1	1	6	286	2 800	2237	21 850
10	44 700	38 400	74	6	2,73	0,268	1,484	25	85	832	37	57,3	561	24,9	1	1	1	7	401	3 930	2638	25 800
11	52 000	44 600	83	0,7	2,77	0,271	1,505	25	110	1078	40	73,3	717	26,6	1	6,3	6,3	7	513	5 030	3151	30 450
12	104 100	89 200	173	11,5	2,82	0,276	1,53	32	100	980	47	65,4	640	30,8	1,4	10,5	14,7	26,2	1709	16 750	4860	47 600
			Σl=68,9																			

$$\text{Запас давления} = \frac{49\,000-47\,600}{49\,000}100=2,8\%\left(\frac{5000-4860}{5\,000}100=2,8\%\right)$$

для вентиля $d=15$ мм $\zeta=16$;
для половины прибора $\zeta=1$
Всего $\Sigma\zeta=26{,}3$

$$l_{пр}=l+\Sigma\zeta\frac{d}{\lambda}.$$

7. Общие потери давления в паропроводе составят:

$$\Delta p=R_{ист}\left(l+\Sigma\zeta\frac{d}{\lambda}\right),$$

где $R_{ист}$ — действительные потери давления пара на 1 м длины паропровода.

Значения $\frac{d}{\lambda}$ принимаются равными:

Диаметр паропровода, мм	15	20	25	32	40	50	70
$\frac{d}{\lambda}$	0,5	0,70	1	1,4	1,7	2,3	3,1

Потери давления на участке *1* (графа 16) равны действительным потерям (графа 10) с учетом $l_{пр}$.

Расчет участка 2.

Суммируя давление 0,245 МПа (2,5 кгс/см²) с потерями на участке *1* и округляя их, получим давление в начале участка *2* (графа 5).

Расчет производится аналогично расчету участка *1*. Потери давления на участке *2* 2480 Па (253 кгс/м²). Прибавляя эти потери к давлению пара у прибора, получим начальное давление на участке *3* и т. д. до участка *12*.

Потери давления на участках *1—12* (левая ветвь системы отопления) составят 47600 Па (4860 кгс/м²).

Диаметр паропроводов правой ветви определяется аналогично левой ветви при располагаемом давлении 30 450 Па (3151 кгс/м²).

§ 65. ПАР ВТОРИЧНОГО ВСКИПАНИЯ

Вторичное вскипание — это появление пара при использовании энтальпии конденсата. Конденсат в закрытых системах пароснабжения при его температуре в сборном баке или конденсатном коллекторе, превышающей 95—100 °С, переохлаждают.

При переохлаждении конденсата в системах отопления обеспечивается нормальная работа насосов для перекачки его, уменьшается расход потребляемого пара на 10—15% и затраты средств на устройство и эксплуатацию паропроводов.

Температуру конденсата на общем участке можно определить по формуле

$$t_к=\frac{G_1t_1+G_2t_2+\dots+G_n t_n}{G_1+G_2+\dots+G_n}, \qquad (VI.6)$$

где $G_1, G_2, \dots, G_n$ — количество конденсата от теплообменников, кг/ч;
$t_1, t_2, \dots, t_n$ — температура конденсата, °С.

В теплообменниках закрытых систем пароснабжения конденсат переохлаждают до 80—90 °С (при технико-экономическом обосновании в калориферах систем вентиляции переохлаждают до 45° С).

Конденсат отбирают с паром вторичного вскипания из общего конденсатопровода (например, после конденсатного коллектора).

Переохлаждение конденсата осуществляется или непосредственно в теплообменнике за счет развития его поверхности нагрева или путем подачи двухфазной смеси в другую группу теплообменников, где происходит конденсация пара с последующим переохлаждением конденсата. Количество пара вторичного вскипания, поступающего в бак или точку отбора двухфазной смеси на переохлаждение, определяют по формуле

$$G_{\text{в.в}} = \frac{q_2+q_0}{q_{\text{и}}} G_{\text{к}}, \qquad \text{(VI.7)}$$

где q_2+q_0 — тепло конденсата, кДж/кг (ккал/кг), соответствующее давлениям перед теплообменником и в точке отбора;

$q_{\text{и}}$ — удельное тепло испарения при давлении p_0, кДж/кг (ккал/кг);

$G_{\text{к}}$ — количество конденсата, выделяющего пар вторичного вскипания, сопровождаемое пролетным паром, кг/ч.

На рис. VI.15 приведена схема с отбором двухфазной смеси пара и конденсата с возвратом конденсата в тепловой центр и использованием остаточного давления.

Пар высокого давления после теплообменников *1* и *3* в виде двухфазной смеси по конденсатопроводу *7* и через конденсатоотводчик *2* по

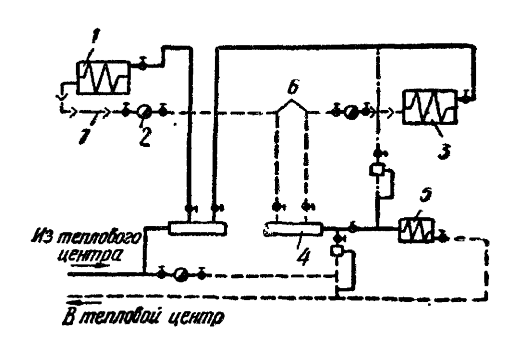


Рис. VI.15. Схема с отбором двухфазной смеси пара и конденсата

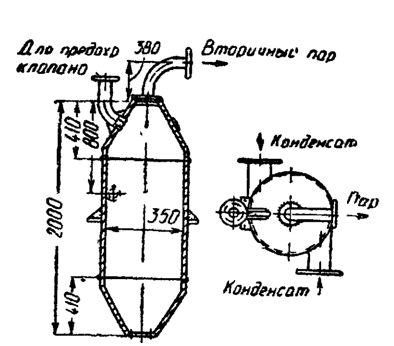


Рис. VI.16. Бак-сепаратор

напорному конденсатопроводу *6* поступает в сборный коллектор *4* и в систему *5*, где он используется.

Для получения пара вторичного вскипания применяют баки-сепараторы пара с водяным и паровым пространством (рис. VI.16). При поступлении в такой бак конденсата с высокой температурой давление его уменьшается и часть конденсата превращается в пар.

Определение диаметра двухфазного конденсатопровода

Двухфазными называются конденсатопроводы, по которым совместно с конденсатом перемещаются пролетный пар и пар вторичного вскипания, образующийся при вскипании части конденсата в результате па-

дения давления в конденсатоотводчиках и при подъеме конденсата в вертикальных участках конденсатопровода.

Расчетный объем конденсата, м³/ч, для участка конденсатопровода определяют по формуле

$$V_к = \frac{Q_{нач}}{q_{ср}\rho_к}, \qquad (VI.8)$$

где $Q_{нач}$ — количество тепла в начале соответствующего участка паропровода, кДж/ч (ккал/ч);

$q_{ср}$ — удельное тепло испарения при среднем давлении в соответствующем участке паропровода, кДж/кг (ккал/кг);

$\rho_к$ — плотность конденсата (принимается равной 1000 кг/м³).

Начальное давление, МПа, после конденсатоотводчика, устанавливаемого за теплообменником, определяется по формуле

$$p_{нач} = p_{кон} + 0{,}01h + \Delta p, \qquad (VI.9)$$

где $p_{кон}$ — давление в конце конденсатопровода, в баке-сепараторе (или в конденсатном баке) МПа;

h — разность отметок конца и начала конденсатопровода, м (со знаками плюс или минус в зависимости от величин отметок);

Δp — потеря давления на трение и местные сопротивления в конденсатопроводе (от бака-сепаратора до конденсатного бака), МПа.

Давление в баке-сепараторе принимают не более 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Давление в начале каждого рассчитываемого участка конденсатопровода определяют по формуле (VI.9), считая, что входящие в нее величины относятся не ко всему конденсатопроводу, а к данному участку.

Диаметр двухфазных конденсатопроводов определяют, как и диаметр напорных конденсатопроводов, с пересчетом по формуле

$$d_{см} = \beta d_к, \qquad (VI.10)$$

где $d_к$ — расчетный диаметр напорного конденсатопровода;

β — поправочный коэффициент, определяемый по формуле

$$\beta = 0{,}9 \sqrt[5{,}25]{\frac{1000}{\rho_{см}}}, \qquad (VI.11)$$

где $\rho_{см}$ — плотность пароконденсатной смеси, кг/м³

При ориентировочных расчетах, когда не требуется увязка давлений в местах слияния двухфазной смеси, диаметр конденсатопроводов паровых систем высокого давления можно принимать по справочникам

Максимальная высота подъема конденсата после конденсатоотводчиков принимается не более 8 м.

§ 66. ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

В паровых системах применяют запорно-регулирующую и контрольно-измерительную арматуру: запорные вентили, манометры, конденсатные баки, конденсатоотводчики, компенсаторы, предохранительные и редукционные клапаны.

Запорный вентиль (рис. IV.17) применяется на магистральных паропроводах и конденсатопроводах.

Для измерения давления пара служат **манометры** с упругой металлической трубкой (рис. VI.18). Манометры соединяют с паропроводами при помощи сифонных трубок. Перед манометром устанавливают трехходовой кран

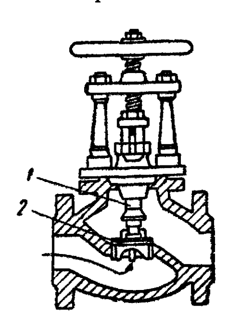


Рис. VI.17. Фланцевый запорный вентиль

1 — шпиндель; 2 — золотник

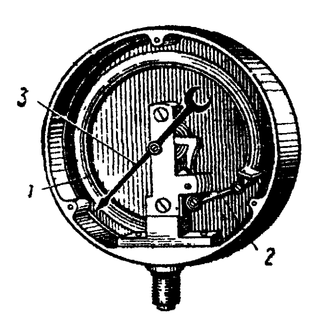


Рис. VI.18. Манометр

1 — эллиптическая трубка; 2 — рычаг; 3 — стрелка

Конденсатный бак и насос для перекачки конденсата. На рис. VI.19 показан сварной открытый конденсатный бак. Бак с герметическим люком сообщается с атмосферой и имеет водомерное стекло, переливную и спускную трубы.

Емкость бака в котельной принимается равной объему конденсата, поступающего от потребителя за 1—2 ч.

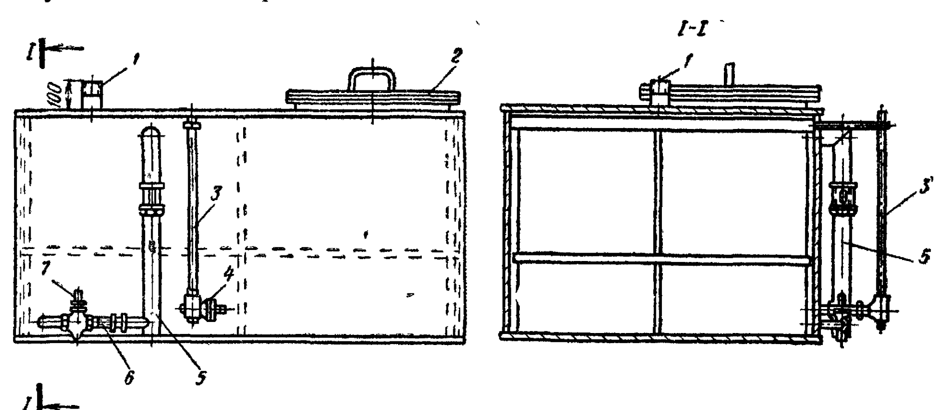


Рис. IV.19. Конденсатный бак

1 — атмосферная труба; 2 — люк; 3 — водомерное стекло; 4 — водомерный кран; 5 — переливная труба; 6 — спускная труба; 7 — пробочный кран

На станциях перекачки бак должен вмещать 10—15-минутный расход конденсата при автоматическом пуске перекачивающих насосов и 45-минутный расход конденсата при ручном пуске насосов. Емкость

конденсатного бака, м^3, в системах парового отопления низкого давления с разомкнутой схемой возврата конденсата принимают равной одночасовому расходу конденсата, если для перекачки его используется центробежный насос:

$$V_б = \frac{Q_c}{q_к \rho_к}, \qquad (VI.12)$$

где Q_c — тепловая мощность системы отопления, кДж/ч (ккал/ч);
$q_к$ — удельное тепло конденсации, кДж/кг (ккал/кг);
$\rho_к$ — плотность конденсата, кг/м^3.

При паре низкого давления $q_к = 2260$ кДж/кг (540 ккал/кг), $\rho_к = 965$ кг/м^3 (при $t_к = 90°$ С).

Для перекачки конденсата из конденсатного бака в паровые котлы низкого давления устанавливают один насос производительностью, равной двухчасовому расходу конденсата.

Высота расположения питательного насоса и конденсатного бака не должна превышать требуемой высоты всасывания. Для холодной воды она составляет около 6 м. При подаче горячей воды образующийся вакуум понижает точку кипения и может вызвать переход в парообразное состояние воды, находящейся во всасывающей трубе.

Насосы рекомендуется располагать ниже бака для того, чтобы гидростатическое давление конденсата было достаточным для преодоления сопротивления на участке от конденсатного бака до насоса.

При температуре конденсата $t_к = 70°$ С насос заглубляют ниже дна бака на 0,5 м.

Подача конденсатного насоса, м^3/ч, равна:

$$V_н = \frac{Q_c \cdot 60}{\rho_к q_к \cdot 30}, \qquad (VI.13)$$

где 30 мин — время действия насоса в течение 1 ч.

Расчетное давление насоса $\Delta p_н$, Па, должно быть равно:

$$\Delta p_н = p_к + \rho g (h + 1) + \Sigma(Rl + Z), \qquad (VI.14)$$

где $p_к$ — давление пара в котле, Па;
$h\rho g$ — давление столба воды, Па;
$\Sigma(Rl+Z)$ — потери давления в конденсатопроводе от конденсатного бака до котла, Па.

Конденсатоотводчики. Пар не всегда полностью конденсируется в отопительных приборах и частично поступает в конденсатную линию. Для предотвращения прорыва пара в конденсатопровод после каждого или отдельных групп отопительных приборов устанавливают конденсатоотводчики.

Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком (рис. VI.20) применяют при перепаде давления 0,05 МПа (0,5 кгс/см^2) и более. При поступлении под поплавок смеси пара и конденсата поплавок всплывает и шаровой клапан закрывает выходное отверстие. При накапливании конденсата поплавок заливается и опускается вниз, открывая выходное отверстие.

После выпуска части конденсата давление на дно поплавка уменьшается, поплавок всплывает и весь цикл повторяется сначала.

Термодинамический конденсатоотводчик (рис. VI.21). При поступлении конденсата в конденсатоотводчик диск *3* приподнимается, открывая проход в кольцевую камеру корпуса *1* к выходному отверстию. Под

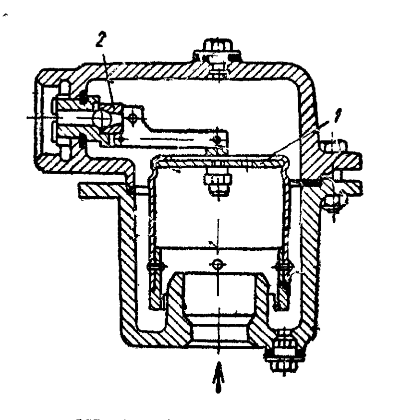


Рис. VI.20. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком

1 — поплавок; *2* — шаровой клапан

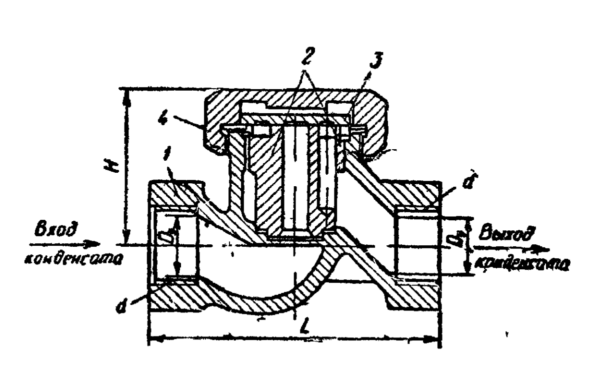


Рис. VI.21. Термодинамический конденсатоотводчик

1 — корпус; *2* — седло; *3* — диск, *4* — крышка

диском *3* образуется вакуум, и диск прикрывает входное отверстие, оставляя зазоры. Частично пар из зазоров поступает в камеру над диском и вследствие разности действующих сил диск прижимается к седлу *2*, закрывая проход пара. При снижении давления над диском вследствие конденсации пара диск вновь поднимается, обеспечивая возможность выхода конденсата.

При установке конденсатоотводчика необходимо обеспечить горизонтальное положение крышки *4*.

Условный проход конденсатоотводчика $D_у$ зависит от его номера и составляет 15—50 мм, L=90—200 мм и H=55—110 мм для конденсатоотводчиков № 1—6.

Конденсатоотводчик термического действия (рис. VI.22) применяют при перепаде давления $2 \cdot 10^4$ Па (0,2 кгс/см^2) и выше. Он состоит из корпуса, в котором размещен сильфон, выполненный из легкорасширяющегося сплава. Сильфон заполнен жидкостью, кипящей при температуре 90—95° С. С сильфоном соединен клапан, открывающий и закрывающий отверстие для выхода конденсата. При поступлении в конденсатоотводчик конденсата с паром жидкость в сильфоне вскипает, сильфон удлиняется и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. При охлаждении конденсата сильфон сжимается, открывая выход для конденсата.

Конденсатоотводчики подбирают по таблицам их технических характеристик с учетом необходимой производительности и перепада давлений. Для паропроводов систем отопления и вентиляции расчетную производительность конденсатоотводчиков принимают $G_р = G_{макс}$, для производственных паропроводов и систем горячего водоснабжения $G_р = 4G_{ср}$, где $G_{макс}$ — максимальный расход пара, кг/ч; $G_{ср}$ — средний расход пара, кг/ч.

Давление пара перед конденсатоотводчиком принимают $p_3=0{,}95\ p_2$, а после конденсатоотводчика при выдавливании конденсата $p_4=0{,}4\ p_2$ — в системах низкого давления и $p_4=0{,}7\ p_2$ — в системах высокого давления (где p_2 — давление перед прибором). При свободном сливе непосредственно после конденсатоотводчика величину p_4 принимают равной нулю.

Вместо конденсатоотводчиков можно устанавливать подпорные шайбы. Однако они не обеспечивают регулирования количества отводимого конденсата при изменении давления пара.

Редукционные клапаны. При присоединении систем парового отопления к наружным паровым сетям устанавливают редукционные клапаны, которые предназначены для понижения и поддержания в системе постоянного давления при возможном переменном давлении в наружных сетях. На рис. VI.23 приведен пружинный редукционный клапан.

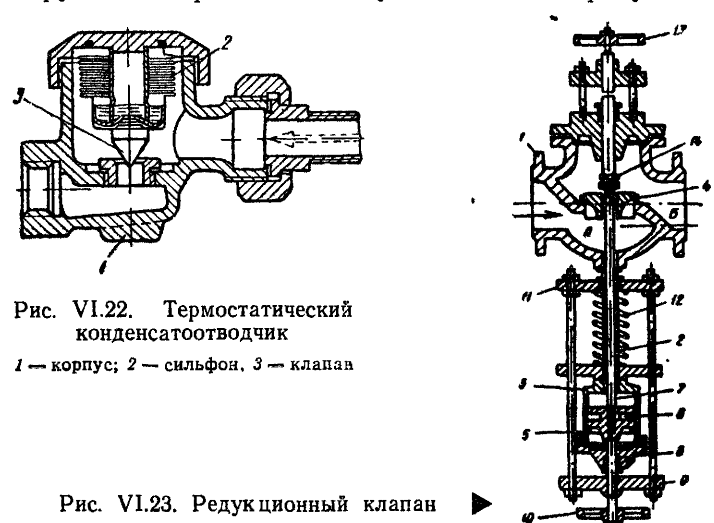


Рис. VI.22. Термостатический конденсатоотводчик

1 — корпус; *2* — сильфон, *3* — клапан

Рис. VI.23. Редукционный клапан ▶

Пар, поступающий в клапан по направлению стрелки через отверстие во фланце *1*, попадает в камеру, *А*, которая сообщается трубкой *2* с цилиндром *3*. Давление пара передается в золотник *4* и через трубку *2* на поршень *5* с уплотняющим кольцом *6* и штоком *7*, который соединен с золотником *4*. При перемещении поршня *5* вниз или вверх золотник опускается или поднимается, изменяя количество и давление пара, поступающего в систему.

Площади золотникового отверстия и поршня одинаковы, поэтому изменение давления в камере *А* не влияет на степень открытия золотникового отверстия. При увеличении давления в камере *Б* давление на золотник сверху увеличивается и передается через поршень *5* на шпиндель *8*, положение которого в траверсе *9* регулируется маховиком *10*. Траверса *9* скреплена болтами с траверсой *11*, поэтому при опускании траверсы *9* опускается и траверса *11*, вследствие чего сжимается пружина *12*. При уменьшении давления пара в камере *Б* пружина *12* разжимается и траверсы *11* и *9*, поршень *5*, шпиндель *8* и золотник *4* поднимаются. При этом приток пара в камеру *Б* увеличится и давление за редуктором восстановится.

Регулирование положения пружины на заданное давление пара в системе отопления производится вращением маховика *10*.

Нормальная работа редукционного клапана обеспечивается при отношении начального давления к конечному не более 5—7.

§ 67. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления по сравнению с системами водяного отопления имеют следующие преимущества:

1) меньшие затраты средств на устройство и меньший расход металла (площадь нагревательной поверхности прибора в паровых системах отопления низкого давления на 25—30%, а в системах высокого давления до 50% меньше, чем в системах водяного отопления);

2) меньший диаметр конденсатных труб, а следовательно, и меньший расход металла на трубы;

3) быстрый прогрев помещения и возможность быстрого выключения систем (при малой тепловой инерции систему можно использовать для периодического отопления);

4) малое гидростатическое давление, что обеспечивает возможность применения парового отопления в высотных зданиях;

5) меньшая опасность замерзания воды в трубах.

К недостаткам систем парового отопления следует отнести:

1) отсутствие возможности центрального качественного регулирования. При наружной температуре выше расчетной пар в системе подается с пропусками, что является причиной значительных колебаний температуры в помещениях и шума в системе;

2) превышение температуры поверхности отопительных приборов сверх гигиенического предела, что является причиной разложения оседающей на них органической пыли;

3) меньший срок эксплуатации (быстрая коррозия труб, в первую очередь конденсатопроводов);

4) повышенные бесполезные потери тепла паропроводами;

5) возможные гидравлические удары и шум в паропроводах (особенно в паровых системах высокого давления). Частые нарушения плотности соединений паропроводов из-за резких температурных деформаций.

Системы парового отопления применяются во вспомогательных зданиях и промышленных предприятиях, в бытовых помещениях и небольших коммунальных предприятиях (банях, прачечных и др.).

§ 68. ПАРОВОДЯНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Пароводяную систему отопления применяют при централизованном теплоснабжении здания паром и необходимости устройства в здании водяного отопления.

Системы пароводяного отопления подразделяются на централизованные и децентрализованные.

Централизованные системы. В централизованной системе пароводя-

ного отопления вода нагревается в емкостном или скоростном теплообменнике. На рис. VI.24 приведена система с емкостным теплообменником. В змеевик теплообменника *1* по паропроводу *2* поступает пар из котельной, вследствие чего вода в теплообменнике нагревается и подается в систему отопления здания. Конденсат по конденсатопроводу *3* отводится в котельную. Система пароводяного отопления здания может

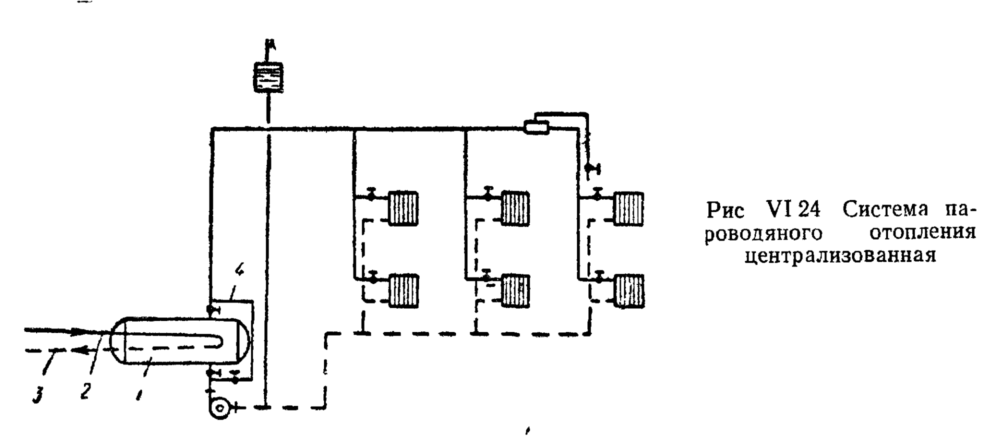


Рис VI 24 Система пароводяного отопления централизованная

быть выполнена по любой схеме с естественной или насосной циркуляцией.

Для обеспечения бесперебойной работы в системе отопления устанавливают не менее двух теплообменников с общей тепловой мощностью, соответствующей расходу тепла на отопление здания. Для регулирования температуры воды, поступающей в систему отопления здания, предусматривается обвод *4*.

Площадь нагревательной поверхности змеевиков емкостных теплообменников, м², определяется по формуле

$$F = (1,10 - 1,2)\frac{Q_c}{k\Delta t}, \qquad \text{(VI.15)}$$

где Q_c — тепловая мощность системы отопления, Вт;

k — коэффициент теплопередачи змеевика, Вт/(м²·К); при стальном змеевике k=700 Вт/(м²·К); при змеевике из меди k= =840 Вт/(м²·К);

Δt — расчетная разность температуры пара и нагреваемой воды.

Конструкция и расчет скоростных теплообменников, устанавливаемых в пароводяных системах с насосным побуждением, приводятся в курсе «Теплоснабжение».

Децентрализованные системы. В децентрализованных системах вода нагревается паром непосредственно в отопительных приборах, установленных в отдельных помещениях.

К децентрализованным (с местным нагреванием воды) относится система отопления, предложенная С. В. Ульянинским и названная им конденсационной системой. Одна из схем этой системы низкого давления с верхней разводкой приведена на рис. VI.25.

Пар низкого давления, поступающий из котла *1*, по паропроводу *2* подается к отопительным приборам *3*, в которых труба *4* размещена

в нижней части. Труба *4* имеет ряд мелких отверстий, через которые пар поступает в прибор.

Образующийся конденсат заполняет приборы, и во время работы системы отопления приборы всегда заполнены конденсатом до уровня обратного конденсатопровода *5*.

Необходимая температура воды в приборах поддерживается вследствие поступления в прибор большего или меньшего количества пара.

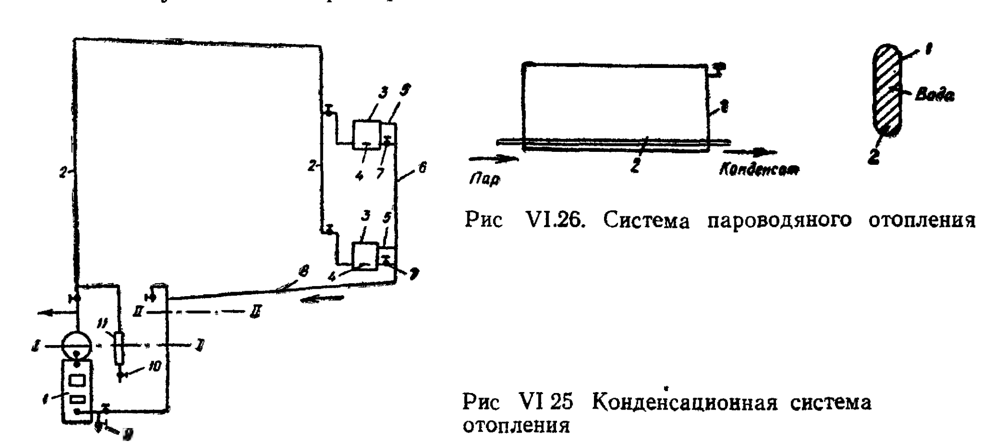


Рис VI.26. Система пароводяного отопления

Рис VI 25 Конденсационная система отопления

Излишек конденсата сливается по конденсатопроводу *5* в стояк *6* и возвращается в котел.

Воздух из паропроводов выжимается через конденсатопровод приборов, имеющий воздуховыпускную трубку с вентилем *7*, который при пуске системы открыт, а после прогрева приборов закрыт.

Для выпуска воды из системы открывают вентиль *8* и вентиль *9*, установленный на паропроводе. Конденсатопровод сообщается с канализацией.

Вентили *10* на трубке *11* всегда немного приоткрыты; через них при перерыве в работе в систему может поступать воздух.

Вода в котле и сборном конденсатопроводе расположена на уровне *I—I* при отсутствии давления пара в котле. Высший уровень расположения воды *II—II* в конденсатопроводе отмечается при работе системы. Столб конденсата по высоте h уравновешивает давление пара в котле. При эксплуатации конденсационных систем выявилась целесообразность установки обратного клапана в высшей точке паропровода. При прекращении подачи пара в систему поступает воздух через открывающийся клапан.

С. В. Ульянинским разработаны также конденсационные системы с повышенным и высоким давлением пара, однотрубные и двухтрубные.

Достоинствами конденсационных систем являются:

1) меньший расход металла по сравнению с обычными системами водяного отопления;

2) обеспечение температуры поверхности приборов не выше допускаемой по санитарно-гигиеническим требованиям.

К недостаткам систем относятся:

1) более сложное регулирование системы по сравнению с системами водяного отопления;

2) вероятность гидравлических ударов в приборах при недостаточном регулировании;

3) высокая температура поверхности паропроводов.

К децентрализованным системам пароводяного отопления относятся и системы с приборами инж. Симонова. Эти приборы (рис. VI.26) представляют собой кожух *1* той или иной формы из кровельной стали, в нижней части которого расположен паропровод *2*. При прохождении пара через паропровод вода в приборе подогревается до требуемой температуры.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Киссин М. И Отопление и вентиляция Ч. I. М, Госстройиздат, 1955

Ульянинский С. В. Конденсационные системы отопления. М, изд МКХ РСФСР, 1948.

Богословский В. Н, Щеглов В. П. Отопление и вентиляция. М., Стройиздат, 1970.

Белоусов В. В. Отопление и вентиляция. Ч. I. М., Стройиздат, 1967.

Глава VII

ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 69. ХАРАКТЕРИСТИКА ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Воздушное отопление имеет много общего с другими видами централизованного отопления. И воздушное и водяное отопление основаны на принципе передачи тепла отапливаемым помещениям путем охлаждения теплоносителя. В центральной системе воздушного отопления, как и в системах водяного и парового отопления, имеется генератор тепла — центральная установка для нагревания воздуха и теплопроводы — каналы для перемещения теплоносителя — воздуха.

Отличием является то, что в системе воздушного отопления отсутствуют отопительные приборы: горячий воздух передает аккумулированное им тепло непосредственно отапливаемому помещению, смешиваясь с внутренним воздухом и двигаясь вдоль поверхности ограждений. Радиус действия воздушного отопления может быть сужен до одного помещения, отапливаемого одним или несколькими водяными или паровыми воздухонагревателями. В этом случае воздушное отопление становится местным и превращается, по существу, в водяное или паровое отопление (правда, мощность воздухонагревателя значительно больше мощности одного обычного отопительного прибора и в помещении может быть создана интенсивная циркуляция воздуха).

Для воздушного отопления характерно также повышение санитарно-гигиенических показателей воздушной среды помещения. Могут быть обеспечены подвижность воздуха, благоприятная для нормального самочувствия людей, равномерность температуры помещения, а также смена, очистка и увлажнение воздуха. Кроме того, при устройстве системы воздушного отопления достигается экономия металла.

Возможность совмещения воздушного отопления с приточной вентиляцией в холодный период, с охлаждением помещений в летний период сближает воздушное отопление с вентиляцией и кондиционированием воздуха и определяет область его применения в промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях.

Свойство горячего воздуха — быстро нагревать помещение — используется при осуществлении периодического или дежурного отопления.

Воздушное отопление — один из наиболее древних способов отопления помещений. Известно применение нагретого воздуха для отопления зданий еще до нашей эры. Система воздушного отопления «хюпокаустум» («снизу согретый») подробно описана Витрувием (конец I в. до н. э.). Наружный воздух нагревался в подпольных каналах, предварительно прогретых дымовыми газами, и поступал в отапливаемые помещения. По такому же принципу отапливались помещения замков в Германии в средние века, причем воздух нагревался в огнекаменных печах. В «русской системе» воздушного отопления, распространенной в середине XVII в., исключалась возможность попадания продуктов сгорания в по-

мещения: воздух прогревался, соприкасаясь с внешней поверхностью специальной огневоздушной печи. Примером такого огневоздушного отопления являлась система отопления Грановитой палаты в Московском Кремле (конец XV в.), где воздух нагревался в центральной печи в подвале.

Техника огневоздушного отопления совершенствовалась в XVIII—XIX вв. В конце XVIII в. архитектор Н. А. Львов опубликовал правила конструирования и расчета системы огневоздушного отопления. Эта система с нагреванием наружного воздуха в огневоздушном калорифере и распределением его по каналам в помещения была распространена во многих странах Европы.

В начале XIX в. немецкий профессор Мейснер описал физические закономерности воздушного отопления, русский инженер Н. А. Аммосов применил «пневматическую печь» — огневой калорифер с металлическими трубами для централизованного нагревания воздуха, заменявший до 30 комнатных печей. «Аммосовское отопление» использовалось в капитальных гражданских зданиях на протяжении многих десятилетий.

Недостаток воздушного отопления с огневыми калориферами — возможность попадания продуктов сгорания топлива в воздух — теплоноситель и с ним в отапливаемые помещения (известен даже случай повреждения картин и росписи стен в петербургском Эрмитаже) — привел к замене огневых калориферов водяными и паровыми. Современный металлический калорифер, описанный в главе III, используется в системах отопления и вентиляции промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданий.

Вместе с тем воздушное отопление не лишено существенных недостатков. Как известно (см. табл. I.3), площадь поперечного сечения и поверхности воздуховодов из-за малой теплоаккумулирующей способности воздуха во много раз превышают сечение и поверхность водоводов. В сети значительной протяженности воздух заметно охлаждается, несмотря на то, что воздуховоды покрывают тепловой изоляцией. По этим причинам применение центральной системы воздушного отопления в сравнении с другими системами по приведенным затратам может оказаться экономически нецелесообразным. В разветвленной сети многоэтажного здания возможно также нарушение в процессе эксплуатации распределения воздуха по помещениям, что и показал опыт применения воздушного отопления в жилых зданиях в 60-х годах. Местное воздушное отопление не имеет перечисленных недостатков, однако не лишено отрицательных черт, обусловленных размещением отопительного оборудования непосредственно в помещении.

Необходимость устранения отопительных приборов из помещения может препятствовать использованию местного воздушного отопления. Если к тому же требуется обеспечить ряд помещений приточной вентиляцией, то только при центральной системе воздушного отопления совместно выполняются оба эти условия.

§ 70. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Гравитационные и вентиляторные системы воздушного отопления, как уже указывалось, могут быть местными и центральными (см. рис. I.10).

На рис. VII.1 даны принципиальные схемы **местной системы** воздушного отопления. Чисто отопительная система с полной рециркуляцией теплоносителя — воздуха может быть бесканальной (рис. VII.1, *а*) и канальной (рис. VII.1, *б*). При бесканальной системе воздух нагревается в калорифере и перемещается вентилятором. Наличие канала *2* для горячего воздуха вызывает естественную циркуляцию воздуха через помещение и калорифер *1*. В теплообменнике-калорифере первичный теп-

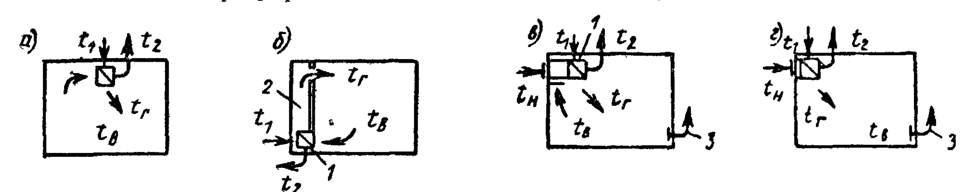


Рис. VII.1 Принципиальные схемы местной системы воздушного отопления

а и *б* — полностью рециркуляционные, *в* — частично рециркуляционная, *г* — прямоточная, *1* — теплообменник-калорифер; *2* — канал горячего воздуха; *3* — канал вытяжной вентиляции

лоноситель, охлаждаясь от температуры t_1 до t_2, нагревает воздух от температуры $t_в$ до $t_г$, т. е. перегревает вторичный теплоноситель по отношению к внутреннему воздуху помещения для выполнения отопительной функции. Эти две схемы применяются для местного воздушного отопления помещений, не нуждающихся в вентиляции.

Для местного воздушного отопления помещения одновременно с его вентиляцией используются две другие схемы, изображенные на рис. VII.1, *в*, *г*.

По схеме на рис. VII.1, *в* с частичной циркуляцией часть воздуха забирается снаружи с температурой $t_н$; другая часть воздуха с температурой $t_в$ подмешивается к наружному (осуществляется частичная рециркуляция воздуха). Смешанный воздух с температурой, промежуточной между $t_н$ и $t_в$, догревается в калорифе *1* до температуры $t_г$ и подается вентилятором в помещение. Помещение отапливается всем поступающим в него воздухом, а вентилируется только той частью воздуха, которая забирается снаружи. Эта часть воздуха удаляется из помещения в атмосферу по каналу *3*.

Схема на рис. VII.1, *г* — прямоточная: наружный воздух с температурой $t_н$ в количестве, необходимом для вентиляции помещения, нагревается для отопления до температуры $t_г$ и после охлаждения в помещении до температуры $t_в$ удаляется в таком же количестве в атмосферу.

Центральная система воздушного отопления — канальная. Воздух нагревается до необходимой температуры $t_г$ в тепловом центре здания, где к теплообменнику-калориферу подводится первичный теплоноситель. Принципиальные схемы центральной системы приведены на рис. VII.2.

В схеме на рис. VII.2, *а* нагретый воздух по каналам *2* распределяется по помещениям, а охладившийся воздух по каналам *3* возвращается для повторного нагревания в калорифере *1*. Совершается, как и в схеме на рис. VII.1, *а*, полная рециркуляция воздуха без вентиляции помещений. Расход тепла в калорифере соответствует теплопотерям помещений, т. е. схема является чисто отопительной.

Установка для создания воздушно-тепловой завесы, часто применяющейся в наружном входе в общественные и промышленные здания,

может служить примером местной и центральной рециркуляционной системы воздушного отопления.

Схема на рис VII.2, *б* частично рециркуляционная — по действию не отличается от схемы на рис. VII.1, *в*. На рис. VII.2, *в* изображена прямоточная схема центральной системы воздушного отопления, аналогичная схеме на рис. VII.1, *г*.

В схемах на рис. VII.1, *а, б* и VII.2, *а* расход тепла на нагревание воздуха определяется только величиной теплопотерь помещений; в схемах на рис. VII.1, *в* и VII.2, *б* он возрастает в результате предварительного нагревания части воздуха от температуры $t_н$ до $t_в$; в схемах на рис. VII.1, *г* и VII.2, *в* расход тепла наибольший, так как весь воздух

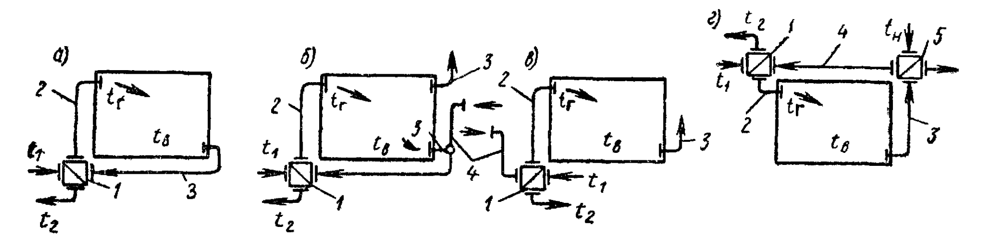


Рис. VII 2 Принципиальные схемы центральной системы воздушного отопления

а — полностью рециркуляционная, *б* — частично рециркуляционная, *в* — прямоточная, *г* — рекуперативная; *1* — теплообменник-калорифер; *2* — канал горячего воздуха; *3* — канал внутреннего воздуха; *4* — канал наружного воздуха; *5* — воздухо-воздушный теплообменник

необходимо нагреть сначала от температуры $t_н$ до $t_в$, а потом перегреть до $t_г$ (тепло расходуется и на отопление и на полную вентиляцию помещения). Для уменьшения расхода тепла в прямоточной схеме при сохранении ее основного преимущества — полной вентиляции помещений — используется рекуперативная схема (рис. VII.2, *г*) с дополнительным воздухо-воздушным теплообменником *5* для некоторого нагревания наружного воздуха с температурой $t_н$ воздухом, удаляемым из помещений с температурой $t_в$.

Рециркуляционная система воздушного отопления отличается меньшими первоначальными вложениями и эксплуатационными затратами, но может применяться в тех помещениях, в которых вопросы гигиены не имеют существенного значения. Район действия центральной гравитационной системы воздушного отопления ограничен приблизительно 10—15 м, считая по горизонтальному пути от теплового центра до наиболее удаленного вертикального канала. Объясняется это небольшой величиной действующего естественного циркуляционного давления, составляющего даже при значительной разности температуры горячего и наружного воздуха [например, 70 °С—(—30 °С) = 100°] всего лишь около 4 Па (0,4 кгс/м²) на каждый метр высоты канала.

Система воздушного отопления с **частичной рециркуляцией** устраивается с механическим побуждением движения воздуха и является наиболее гибкой. Она может действовать в различных режимах: в помещениях, помимо частичной, может осуществляться полная смена, а также полная рециркуляция воздуха. При этих трех режимах система работает как отопительно-вентиляционная, чисто вентиляционная и чисто отопительная. Все зависит от того, забирается ли и в каком количестве воздух снаружи и до какой температуры нагревается воздух в калорифере.

Прямоточная система воздушного отопления отличается самыми высокими эксплуатационными затратами, поэтому применяется в тех помещениях, в которых требуется вентиляция в объеме, не меньшем, чем объем воздуха, необходимый для создания должного отопительного эффекта (например, в помещениях, где выделяются вещества, вредные для здоровья людей, взрывоопасные, пожароопасные, обладающие неприятным запахом). Перемещение воздуха с помощью вентилятора оказывается необходимым при значительном радиусе действия системы, для отопления помещений, расположенных ниже теплового центра, и при очистке воздуха в фильтрах (также и в рециркуляционной системе воздушного отопления).

§ 71. КОЛИЧЕСТВО И ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ

Воздух для отопления помещения нагревается до такой температуры, чтобы в результате его смешения с внутренним воздухом и теплообмена с поверхностью ограждений поддерживалась заданная температура помещения Тогда количество аккумулированного им тепла, кДж/ч (ккал/ч), равняется теплопотере помещения $Q_п$:

$$G_{от}\, c\,(t_г - t_в) = Q_п,$$

где c — массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [ккал/(кг·°С)]. Отсюда массовое количество воздуха, кг/ч, для отопления помещения

$$G_{от} = \frac{Q_п}{c\,(t_г - t_в)}, \qquad (VII.1)$$

объемное количество подаваемого воздуха, м^3/ч, при температуре $t_г$ горячего воздуха

$$L_{от} = \frac{G_{от}}{\rho_г} \qquad (VII.2)$$

и воздухообмен, м^3/ч, в помещении при температуре $t_в$ внутреннего воздуха

$$L_п = \frac{G_{от}}{\rho_в}, \qquad (VII.2а)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3 (объемный вес воздуха, кг/м^3).

Температура горячего воздуха $t_г$ должна быть возможно более высокой для уменьшения, как это видно из уравнения (VII.1), количества подаваемого воздуха, в связи с чем соответственно сокращаются размеры каналов, а также снижается расход электроэнергии в вентиляторной системе.

Однако правилами гигиены устанавливается определенный предел температуры — воздух не следует нагревать выше 70° С с тем, чтобы он не терял своих свойств как среда, вдыхаемая людьми. Эта температура и принимается обычно для системы воздушного отопления помещений с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей, если горячий воздух свободно выпускается в верхнюю зону (выше 0,4 $h_п$ от пола, где $h_п$ — высота помещения, м).

В низком помещении струя горячего воздуха настилается на потолок. Температура потолка в зоне распространения струи, особенно на пер-

вом метре от решетки, повышается, а температура струи понижается. В результате в помещении усиливается лучистый теплообмен. Предел повышения температуры подаваемого воздуха в этом случае устанавливается на основании расчета лучисто-конвективного теплообмена с проверкой условий теплового комфорта в помещении, подобно тому как это делается при панельно-лучистом отоплении (см. §§ 12, 79 и 81).

При свободной подаче горячего воздуха в зону помещения на высоте до 0,4 $h_п$ от пола его температура на расстоянии более 2 м от рабочих мест не должна превышать 40—45° С. Исключение составляют воздушно-тепловые завесы у наружных дверей и ворот, когда при кратковременном воздействии на проходящего человека допускается более высокая температура подаваемого воздуха. Если человек подвергается длительному непосредственному влиянию струи нагретого воздуха, температуру этого воздуха рекомендуется понижать до 25° С.

По формуле (VII.1) определяется массовое **количество воздуха,** подаваемого в помещение только с целью его отопления, и система предусматривается рециркуляционной. Когда же воздушная система отопления является одновременно и системой вентиляции, количество вводимого воздуха устанавливается при соблюдении следующих условий.

Если массовое количество воздуха для отопления оказывается равным или превышает количество воздуха для вентиляции ($G_{от} \geqslant G_{вент}$), то сохраняются количество и температура отопительного воздуха, а система выбирается прямоточной или с частичной рециркуляцией.

Если же массовое количество вентиляционного воздуха превышает количество воздуха, которое определено для целей отопления ($G_{вент} > G_{от}$), то принимается количество воздуха для вентиляции, система предусматривается прямоточной, а температура подаваемого воздуха вычисляется по формуле

$$t_г = t_в + \frac{Q_п}{cG_{вент}}, \quad \text{(VII.3)}$$

полученной из уравнения (VII.1).

Количество воздуха для отопления помещения или его температура уменьшаются, если в помещении имеются постоянные тепловыделения.

При центральной отопительно-вентиляционной системе температура горячего воздуха, определяемая по формуле (VII.3), оказывается для каждого помещения различной. Технически осуществима подача в отдельные помещения воздуха с различной температурой, но это усложняет устройство и эксплуатацию системы и может оказаться экономически невыгодным.

Проще, а иногда и целесообразнее подавать воздух во все помещения с одинаковой температурой. Для этого температура воздуха принимается равной низшей из расчетных для отдельных помещений, а массовое количество подаваемого воздуха пересчитывается по формуле (VII.1). Некоторое увеличение воздухообмена полезно с точки зрения гигиены.

После уточнения воздухообмена определяется **расход тепла** на нагревание воздуха по формулам:

для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{от}\, c\, (t_г - t_в); \quad \text{(VII.4)}$$

для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = c\,[G_{от}\,(t_г - t_в) + G_{вент}\,(t_в - t_н)]; \qquad \text{(VII.5)}$$

для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{вент}\,c\,(t_г - t_н), \qquad \text{(VII.6)}$$

где $t_н$ — температура наружного воздуха для проектирования отопления.

В формуле (VII.5) массовое количество рециркуляционного воздуха $G_р = G_{от} - G_{вент}$, так как величина $G_{от}$ выражает массовое количество смешанного воздуха, нагретого до температуры $t_г$ для целей отопления.

Пример VII.1. Требуется определить количество воздуха, подаваемого на высоте 3 м для поддержания в помещении 20 °С, если его теплопотери составляют 7200 кДж/ч.

1. Массовое количество подаваемого воздуха при $t_г = 45$ °С составляет по формуле (VII.1):

$$G_{от} = \frac{7200}{1\,(45 - 20)} = 288 \text{ кг/ч}.$$

2. Объемное количество подаваемого воздуха по формуле (VII.2) равно:

$$L_{от} = \frac{288}{1,11} = 259 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Воздухообмен в помещении по формуле (VII.2а) составляет:

$$L_п = \frac{288}{1,205} = 239 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример VII.2. Требуется найти расход тепла на нагревание воздуха по условиям примера VII.1, если объемное количество наружного воздуха для вентиляции помещения составляет $L_{вент} = 100$ м³/ч. Температура наружного воздуха $t_н = -15$ °С.

1. Расход тепла в частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системе по формуле (VII.5) равен:

$$Q = 1\,[288\,(45 - 20) + 100 \cdot 1,205\,(20 + 15)] = 11\,418 \text{ кДж/ч (2725 ккал/ч)}.$$

2. Объем рециркуляционного воздуха составляет $L_п - L_{вент} = 239 - 100 = 139$ м³/ч; дополнительный, сверх теплопотерь помещения, расход тепла равен $11\,418 - 7200 = 4218$ кДж/ч (1007 ккал/ч).

Прямоточная отопительно-вентиляционная система неприменима, так как температура горячего воздуха в этом случае превысит допустимую, даже при подаче воздуха в верхнюю зону. В самом деле, по формуле (VII.3).

$$t_г = 20 + \frac{7200}{1 \cdot 100 \cdot 1,205} = 20 + 60 = 80° > 70° \text{ С}.$$

§ 72. МЕСТНОЕ ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Местное воздушное отопление предусматривается в промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях в следующих случаях:

а) в рабочее время при отсутствии центральной системы приточной вентиляции, причем система отопления может быть чисто отопительной и совмещенной с местной приточной вентиляцией;

б) в нерабочее время при отсутствии и невозможности или экономической нецелесообразности использования для отопления имеющейся системы приточной вентиляции.

Для местного воздушного отопления применяют:

1) рециркуляционные отопительные агрегаты с механическим побуждением движения воздуха, образующие бесканальную систему воздушного отопления (см. схему на рис. VII.1, *а*);

2) отопительно-вентиляционные агрегаты с частичной рециркуляцией воздуха и прямоточные, также с механическим побуждением движения воздуха (см. схемы на рис. VII.1, *в*, *г*);

3) рециркуляционные воздухонагреватели с естественным движением воздуха, образующие канальную систему воздушного отопления (см. схему на рис. VII.1, *б* и § 73).

Отопительные и отопительно-вентиляционные агрегаты предназначены только для отопления или для отопления, совмещенного с вентиляцией, цехов промышленных зданий, крупных помещений общественных и сельскохозяйственных зданий, квартир жилых зданий.

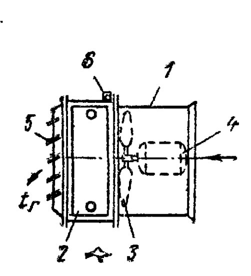


Рис. VII.3. Подвесной воздушный отопительный агрегат

1 — корпус, *2* — калорифер; *3* — осевой вентилятор; *4* — электродвигатель, *5* — створки регулирующей решетки; *6*—петли

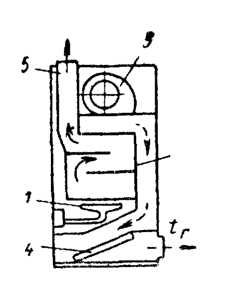


Рис. VII.4. Напольный газовоздушный отопительный агрегат

1 — газовая горелка; *2* — поверхностный теплообменник, *3* — центробежный вентилятор; *4*—воздушный фильтр; *5* — дымоход

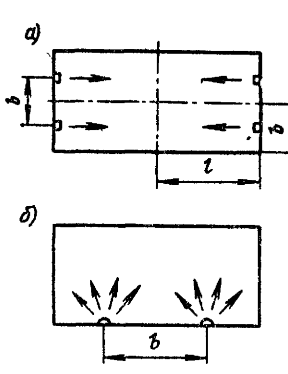


Рис. VII.5. Схема расположения отопительных агрегатов в плане помещения при параллельных компактных *а* и при неполных веерных воздушных струях *б*

Рециркуляционные воздухонагреватели служат для отопления отдельных помещений зданий и лестничных клеток многоэтажных зданий.

Рециркуляция воздуха допускается в том случае, если температура поверхности нагревательных элементов соответствует требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений.

Отопительным агрегатом называется комплект стандартных элементов, собираемых воедино в заводских условиях, имеющий определенную воздушную, тепловую и электрическую мощность. Агрегаты изготовляют для установки непосредственно в отапливаемых помещениях и используют для рециркуляционного нагревания и подачи горячего воздуха без всяких воздуховодов. Отопительные агрегаты представляют собой компактное, мощное и сравнительно недорогое оборудование. К их недостаткам относится шум, возникающий при действии вентилятора, что ограничивает область применения агрегатов в рабочее время.

Отопительные агрегаты подразделяются на подвесные и напольные. Схема *подвесного* отопительного агрегата представлена на рис. VII.3. Корпус *1* соединен с калорифером *2*, агрегат снабжен петлями *6* для подвески его в помещении. Воздух забирается из помещения осевым вентилятором *3*, пропускается через калорифер *2*, нагреваемый паром

или водой, и выпускается снова в помещение в нужном направлении, корректируемом створками регулирующей решетки *5*.

В зависимости от модели один подвесной отопительный агрегат при электрической мощности двигателя *4* до 2,8 кВт может нагревать до $20 \cdot 10^3$ м³/ч воздуха, передавая в помещение до $1{,}25 \cdot 10^6$ кДж/ч ($0{,}3 \times \times 10^6$ ккал/ч) тепла.

В *напольных* отопительных агрегатах используют не только осевые, но и центробежные вентиляторы, и их мощность может превышать мощность подвесных агрегатов. Воздух нагревается не только паром и водой, но и при сжигании газообразного топлива. Для примера на рис. VII.4 изображена схема напольного газовоздушного отопительного агрегата тепловой мощностью 9,65 кВт ($8{,}3 \cdot 10^3$ ккал/ч).

Газ сгорает в автоматически регулируемой горелке *1*. Продукты сгорания газа в теплообменнике *2* передают тепло воздуху, нагнетаемому вентилятором *3*. Нагретый воздух (его путь указан на рисунке пунктирными стрелками) очищается в фильтре *4* и выпускается в помещение. Продукты сгорания удаляются (сплошные стрелки) в атмосферу через дымоход *5*.

Для отопления помещения редко удается выбрать один агрегат, в точности отвечающий потребностям, и в большинстве случаев приходится устанавливать в одном помещении несколько отопительных агрегатов.

Экономически выгоднее применять укрупненные отопительные агрегаты. Исследованиями установлено, что при использовании крупных отопительных агрегатов температура воздуха в помещении остается довольно равномерной — отличается от расчетной не более чем на 2—3°, что допустимо во многих промышленных зданиях. Нагретый воздух выпускается из агрегатов сосредоточенными струями со значительной скоростью 6—12 м/с. Такой способ отопления носит название *воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха*.

При истечении воздуха через регулирующую решетку агрегата образуется так называемая компактная струя. Воздушная струя превращается в неполную веерную в том случае, когда регулирующая решетка дополняется рассеивающей.

Сосредоточенная подача нагретого воздуха выполняется горизонтальной на уровне (0,35—0,65) $h_п$ от пола ($h_п$ — высота помещения). Скорость выпуска воздуха из регулирующей решетки агрегата связывается с допустимой подвижностью воздуха в рабочей зоне помещения. Предельно допустимая скорость движения воздуха $v_{норм}$ по гигиеническим требованиям составляет 0,25 м/с при работе в сидячем положении и $t_в = 18—20$ °C; 0,3—0,5 м/с при легком и 0,5—0,7 м/с при тяжелом физическом труде.

Отопительные агрегаты размещают в помещении таким образом, что образуются несколько параллельных компактных струй или неполных веерных воздушных струй (рис. VII.5). При параллельных компактных струях (рис. VII.5, *а*) агрегаты отстоят друг от друга на расстоянии $b \leqslant 3\,h_п$, при неполных веерных струях — до 10 $h_п$ (рис. VII.5, *б*).

Изменение скорости движения и температуры по длине компактных и веерных воздушных струй определяется геометрической характеристикой струи, связанной с числом Архимеда. Геометрическая характеристика струи H, выраженная в метрах, пропорциональна $mF_о^{0,5}\,(n \cdot \mathrm{Ar})^{-0,5}$ и находится по формуле

$$H = 5{,}45 m v_о F_о^{0,25}\,[n\,(t_г - t_в)]^{-0,5}, \qquad \text{(VII.7)}$$

где $v_о$, $F_о$ — соответственно начальная скорость движения и площадь воздуховыпускного отверстия отопительного агрегата;
m и n — коэффициенты, характеризующие интенсивность соответственно затухания скорости движения и понижения температуры в струе.

Если отопительным агрегатом с регулирующей решеткой в воздуховыпускном отверстии создается компактная ненастилающаяся струя, эти коэффициенты имеют значения: $m=4{,}5$ и $n=3{,}2$ Тогда геометрическая характеристика *компактной воздушной струи* приобретает вид:

$$H = 13{,}7 v_о F_о^{0,25} (t_г - t_в)^{-0,5} \text{ м.} \tag{VII.7а}$$

Если отопительным агрегатом с рассеивающей решеткой образуется неполная веерная ненастилающаяся струя, то коэффициенты $m=1{,}8$ и

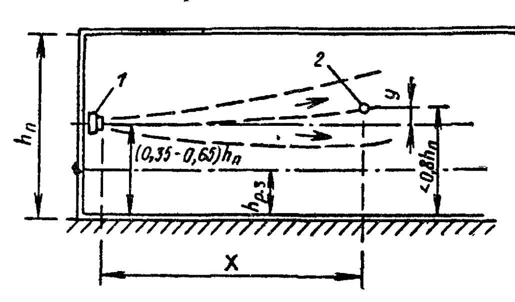


Рис VII 6 Схема развития ненастилающейся нагретой свободной воздушной струи по высоте помещения

1 — отопительный агрегат *2* — точка оси струи в «критическом» сечении

$n=1{,}2$ Геометрическая характеристика *неполной веерной струи* в этом случае имеет вид:

$$H = 8{,}95 v_о F_о^{0,25} (t_г - t_в)^{-0,5} \text{ м.} \tag{VII.7б}$$

В нижней части помещения под воздушной струей возникает обратный поток воздуха В том месте, где расширяющаяся воздушная струя наиболее близко подходит своей нижней границей к рабочей зоне, обратный поток движется с максимальной скоростью. Воздушная струя рассчитывается так, чтобы максимальная скорость движения обратного потока в рабочей зоне не превышала нормативной предельно допустимой скорости:

$$v_{макс} \leqslant v_{норм}. \tag{VII.8}$$

Горизонтальная воздушная струя, не настилающаяся на поверхность ограждений помещения при высоте ее выпуска (0,35—0,65) $h_п$, на определенном расстоянии от места выпуска развивается свободно и до поперечного сечения, именуемого «критическим», называется свободной. Далее на развитие струи влияют ограждения помещения, и струя считается стесненной

В горизонтальной нагретой воздушной струе действует архимедова сила (сила вытеснения), вызывающая ее подъем Высота подъема оси свободной воздушной струи, м, обозначенная через y (рис VII 6), связана с горизонтальным расстоянием x от отопительного агрегата и с геометрической характеристикой струи зависимостью

$$y = 0{,}7 \frac{x^3}{H^2}, \tag{VII.9}$$

Расстояние от агрегата до «критического» сечения $x_{кр}$, м, определяется по формуле

$$x_{кр} = 0{,}148m\,(bh_{п})^{0{,}5} \qquad \text{(VII.10)}$$

или для компактной воздушной струи отопительного агрегата

$$x_{кр} = 0{,}67\,(bh_{п})^{0{,}5} \qquad \text{(VII.10а)}$$

и для неполной веерной струи

$$x_{кр} = 0{,}27\,(bh_{п})^{0{,}5}. \qquad \text{(VII.10б)}$$

При подъеме нагретого воздуха перегревается верхняя зона, вследствие чего увеличиваются теплопотери через покрытие помещения и переохлаждается рабочая зона. Температура воздуха по высоте помещения становится более ровной, если увеличить начальную скорость движения нагретой струи (или уменьшить разность температуры $t_г$—$t_в$ до 10—15°).

Скорость выпуска компактной воздушной струи из отопительного агрегата, м/с, по уравнению (VII.7а) составит:

$$v_о = 0{,}073H\,(t_г - t_в)^{0{,}5}\,F_о^{-0{,}25}.$$

Найдем геометрическую характеристику компактной воздушной струи в «критичеcком» сечении помещения по уравнению (VII.9), ограничив высоту подъема оси струи величиной $y=0{,}15\ h_п$ для того, чтобы ее расстояние от пола не превысило 0,8 $h_п$:

$$H^2 = 0{,}7\,\frac{[0{,}67\,(bh_п)^{0{,}5}]^3}{0{,}15h_п} = 1{,}4\,(b^3h_п)^{0{,}5}.$$

Используя это выражение геометрической характеристики, получим формулу для определения начальной скорости движения компактной воздушной струи, выпускаемой из отопительного агрегата:

$$v_о = 0{,}087\,(t_г - t_в)^{0{,}5}\left(\frac{b^3h_п}{F_о}\right)^{0{,}25}. \qquad \text{(VII.11)}$$

Формулу для начальной скорости движения неполной веерной воздушной струи найдем после аналогичных преобразований:

$$v_о = 0{,}034\,(t_г - t_в)^{0{,}5}\left(\frac{b^3h_п}{F_о}\right)^{0{,}25}. \qquad \text{(VII.11а)}$$

Для проверки выполнения условия (VII.8) максимальная скорость, м/с, движения обратного потока воздуха в рабочей зоне вычисляется в зависимости от начальной скорости компактной струи по формуле

$$v_{макс} = 0{,}43v_о\left(\frac{F_о}{bh_п}\right)^{0{,}5}. \qquad \text{(VII.12)}$$

Равномерность температуры воздуха по площади и высоте связана с кратностью воздухообмена в помещении, представляемой отношением

$$k = \frac{L_п}{V_п}, \qquad \text{(VII.13)}$$

где $L_п$ — воздухообмен в помещении, м³/ч, определяемый по формуле (VII.2а);

$V_п$ — объем помещения, м³.

При исследованиях получено, что с увеличением кратности воздухообмена от 1 до 3 температура воздуха по высоте помещения становится равномернее, дальнейшее же увеличение кратности воздухообмена практически не влияет на температуру воздуха в верхней зоне. Установлено также, что при соблюдении описанных выше условий в отношении скорости, высоты выпуска и кратности воздухообмена сосредоточенная подача нагретого воздуха вызывает изменение его температуры всего на 0,1—0,15° на 1 м высоты, а температура воздуха в верхней зоне высоких цехов отличается от температуры в рабочей зоне не более чем на 3°.

Наивыгодная кратность воздухообмена в помещении по наименьшему расходу электроэнергии в отопительных агрегатах находится при компактной воздушной струе по формуле

$$k = \frac{300\, v_{\text{макс}}^2}{l}, \qquad \text{(VII.14)}$$

где l — длина обслуживаемой агрегатом зоны помещения, определяемая по выражению

$$l \leqslant 4{,}5\,(bh_{\text{п}})^{0{,}5} \text{ м}.$$

Если кратность воздухообмена выбрана по формуле (VII.14), то температура горячего воздуха, подаваемого отопительными агрегатами, вычисляется по преобразованной формуле (VII.3):

$$t_{\text{г}} = t_{\text{в}} + \frac{(1{,}1 - 1{,}3)\, Q_{\text{п}}}{c\rho_{\text{в}}\, k\, V_{\text{п}}} \qquad \text{(VII.3а)}$$

где 1,1 и 1,3 — коэффициенты запаса при заборе воздуха в агрегат соответственно из нижней и из верхней зоны помещения.

Эта температура, °С, не должна превышать температуры горячего воздуха, предельно допустимой при заданной циркуляции воздуха в помещении, определяемой по формуле

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{в}} + \frac{9{,}2\cdot 10^3 \cdot y v_{\text{о}}}{0{,}7\, mnbh_{\text{п}}} \left[v_{\text{о}} \left(\frac{F_{\text{о}}}{bh_{\text{п}}} \right)^{0.5} \right]. \qquad \text{(VII.15)}$$

Формула (VII.15) для компактной воздушной струи при $y = 0{,}15\, h_{\text{п}}$ после замены выражения, стоящего в квадратных скобках, отношением ($v_{\text{макс}}/0{,}43$) из уравнения (VII.12) принимает вид:

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{в}} + 320 \frac{v_{\text{о}}}{b} v_{\text{норм}}, \qquad \text{(VII.15а)}$$

так как в данном случае $v_{\text{макс}} = v_{\text{норм}}$.

Пример VII.3. Требуется рассчитать систему воздушного отопления агрегатами с сосредоточенной подачей воздуха в цехе длиной 70, шириной 50 и высотой 10 м для возмещения потерь тепла $2{,}75\cdot 10^6$ кДж/ч при температуре $t_{\text{в}} = 15$ °С и допустимой скорости движения воздуха в рабочей зоне 0,5 м/с.

Принимаем подачу воздуха четырьмя отопительными агрегатами с параллельным направлением компактных воздушных струй по схеме на рис. VII 5, *а*

1. При длине зоны обслуживания агрегата $l = 35$ м найдем кратность воздухообмена в цехе по формуле (VII.14):

$$k = \frac{300\cdot 0{,}5^2}{35} = 2{,}14.$$

2. Тогда объем нагретого воздуха, подаваемого отопительными агрегатами, из выражения (VII.13) составит:

$$L_{\text{п}} = kV_{\text{п}} = 2{,}14\cdot 50\cdot 70\cdot 10 = 75\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для подачи каждым отопительным агрегатом 75 000 : 4 = 18 750 м³/ч по справочнику принимаем к подвеске на высоте 4,5 м агрегаты типа АПВ 280-190 тепловой мощностью 220 кВт (190·10³ ккал/ч) с двумя калориферами, осевым вентилятором диаметром 1 м и электродвигателем мощностью 2,8 кВт при частоте вращения 950 об/мин. Теплоноситель для калориферов — вода с расчетной температурой $t_1 = 130$ °С.

3. Температура горячего воздуха, выпускаемого отопительными агрегатами, определяется по формуле (VII.3а):

$$t_г = 15 + \frac{2{,}75 \cdot 10^6 \cdot 1{,}1}{1 \cdot 1{,}226 \cdot 75\,000} = 15 + 33 = 48° \text{ C}.$$

4. Начальная скорость движения компактной воздушной струи, выпускаемой из регулирующей решетки площадью 0,535×1,156 = 0,62 м² при живом сечении отверстия 75%, вычисляется по формуле (VII.11):

$$v_о = 0{,}087\,(48 - 15)^{0,5}\left(\frac{25^3 \cdot 10}{0{,}62 \cdot 0{,}75}\right)^{0,25} = 12 \text{ м/с}.$$

5. Проверяем скорость обратного потока воздуха в рабочей зоне помещения по формуле (VII.12):

$$v_{макс} = 0{,}43 \cdot 12\left(\frac{0{,}62 \cdot 0{,}75}{25 \cdot 10}\right)^{0,5} = 0{,}22 < 0{,}5 \text{ м/с}.$$

6. Предельно допустимая температура горячего воздуха для заданных условий устанавливается по формуле (VII.15а):

$$t_{доп} = 15 + 320\,\frac{12}{25}\,0{,}5 = 15 + 77 = 92° \text{ C},$$

т. е. значительно выше необходимой $t_г = 48$ °С.

Отопительно-вентиляционный агрегат по конструкции подобен отопительному агрегату, за исключением воздухозаборной части (рис. VII.7). Перед осевым вентилятором *2* имеется смесительная секция *6*, в

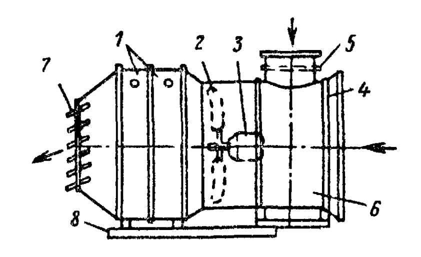


Рис. VII.7. Отопительно-вентиляционный агрегат

1 — калориферы; *2* — осевой вентилятор, *3* — электродвигатель; *4* — рециркуляционный патрубок; *5* — клапан наружного воздуха, *6* — смесительная секция, *7* — створки регулирующей решетки; *8* — рама

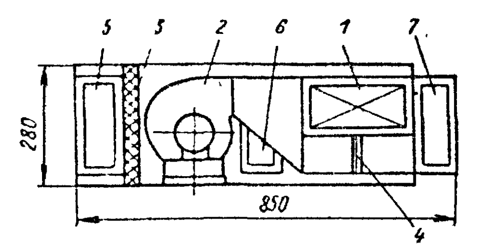


Рис. VII.8. Квартирный отопительно-вентиляционный агрегат

1 — теплообменник; *2* — вентилятор; *3* — фильтр; *4* — обводной клапан: *5* — клапан наружного воздуха; *6* — рециркуляционный клапан; *7* — канал нагретого воздуха

которой смешивается внутренний и наружный воздух. Крупные агрегаты монтируют на раме *8*. Клапан наружного воздуха *5* делается с ручным или автоматическим управлением для регулирования соотношения количества теплого и холодного воздуха с целью достижения определенного отопительного и вентиляционного эффекта.

Отопительно-вентиляционные агрегаты в промышленных, общественных, вспомогательных и сельскохозяйственных зданиях применяют для

сосредоточенной подачи нагретого воздуха. Число этих агрегатов выбирается так же, как и число отопительных агрегатов. Воздухообмен в помещении определяют по формуле (VII.14) и сопоставляют с объемом вентиляционного воздуха, так как он должен удовлетворять требованиям вентиляции помещения. Окончательную температуру подаваемого воздуха вычисляют по формуле (VII.3).

Отопительно-вентиляционный агрегат в жилых зданиях используется для воздушного отопления отдельных квартир, в частности строящихся из объемных элементов (блок-квартир). Кроме агрегата, размещаемого в подшивке под потолком коридора квартиры, прокладывают еще воздуховод наружного воздуха с воздухозаборной решеткой, рециркуляционный воздуховод и приточные воздуховоды с регулирующей решеткой в каждой жилой комнате. Квартирное воздушное отопление относится к канальным вентиляторным системам местного воздушного отопления.

Принципиальная схема квартирного воздушного отопления и вентиляции представляется так: нагретый воздух подается в жилые комнаты, охладившийся воздух удаляется наружу из вспомогательных помещений квартиры — кухни, ванной и уборной.

Отопительно-вентиляционный агрегат квартирного воздушного отопления (рис. VII.8) состоит из водовоздушного теплообменника-калорифера *1*, электровентилятора *2*, фильтра *3*, воздушных клапанов наружного *5*, рециркуляционного *6* и обводного *4* для регулирования температуры подаваемого воздуха. Вентилятор приводится в действие однофазным электродвигателем мощностью 18 Вт, рассчитан на перемещение 85—170 м^3/ч воздуха и создание давления 118 Па (12 кгс/м^2).

В жилые комнаты может подаваться только наружный воздух, воздух при частичной и полной рециркуляции (например, при отсутствии людей). Агрегат можно также использовать для летнего охлаждения воздуха в одной из комнат квартиры при наличии хладоносителя.

Преимуществами квартирного воздушного отопления являются: независимое отопление отдельных квартир, малая тепловая инерция, простое регулирование, снижение расхода тепла (до 20%) за счет бытовых тепловыделений. К его недостаткам относятся шум, возникающий при действии электровентилятора, особенно ощутимый ночью, и отсутствие увлажнения воздуха.

§ 73. РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Рециркуляционный воздухонагреватель с естественным движением воздуха — это отопительныи прибор типа высокого конвектора, обогреваемый теплоносителем водой (см рис. III.13). По способу отопления помещения, связанному с интенсивной циркуляцией воздуха при сосредоточенном его нагревании, рециркуляционный воздухонагреватель считается прибором местного водовоздушного отопления.

Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности занимают промежуточное место между обычными отопительными приборами водяного и парового отопления и отопительными агрегатами воздушного отопления. Их мощность составляет от 5 до 20—25 кВт (до $20 \times \times 10^3$ ккал/ч). Применяют их в жилых, общественных, вспомогательных и небольших промышленных зданиях (рис VII.9) для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий, сравнительно низких помещений,

сообщающихся с наружным воздухом, а также для дежурного отопления помещений.

В лестничной клетке, отапливаемой рециркуляционным воздухонагревателем, помещаемым вблизи наружной входной двери (рис. VII.9, *а*), обеспечивается более ровная температура воздуха, чем при водяном отоплении несколькими отопительными приборами (подробнее см. главу III). Этому способствует усиленное прогревание наружного воздуха, проникающего через дверь, сопротивление лестничных конструкций быстрому подъему нагретого воздуха наверх, а также перемешивание воздуха при движении лифта.

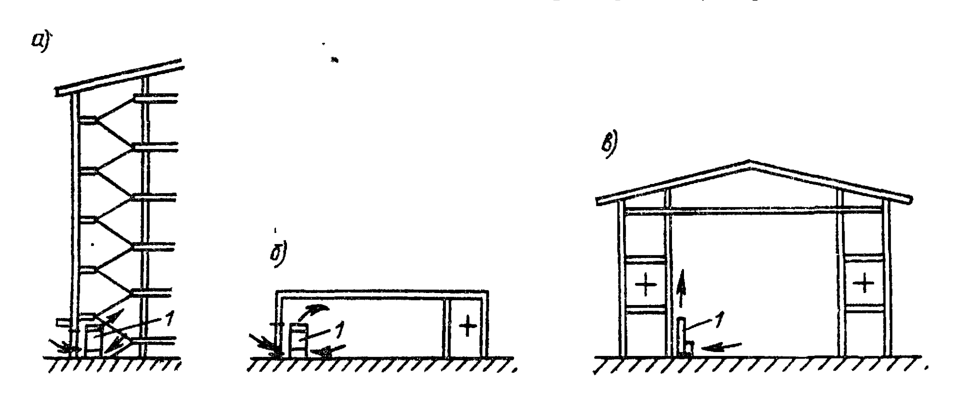


Рис. VII.9 Использование рециркуляционного воздухонагревателя *1* для отопления
а — лестничной клетки многоэтажного здания; *б* — низкого помещения; *в* — высокого помещения

В общественных и вспомогательных помещениях (вестибюлях, холлах, торговых залах, складах и т. п.), имеющих значительную площадь при ограниченной высоте и сообщающихся с наружным воздухом, рециркуляционные воздухонагреватели устанавливают при входах (рис. VII.9, *б*). Они поддерживают равномерную температуру, вовлекая в циркуляцию и нагревая как внутренний, так и холодный наружный воздух, поступающий в помещения.

Рециркуляционные воздухонагреватели применяют также для дежурного отопления периодически используемых помещений, окруженных по периметру постоянно отапливаемой частью здания, и охлаждающихся в основном через кровлю (рис. VII.9, *в*). К таким помещениям относятся зрительные залы театров, концертные и другие залы и цехи.

Конструкция рециркуляционного воздухонагревателя. Как каждый конвектор, этот прибор состоит из двух элементов — нагревателя и канала (рис. VII.10). Нагреватель выполняется из стандартных отопительных приборов — ребристых труб, радиаторов или калориферов. Ребристые трубы и радиаторы используются для нагревателей меньшей мощности (до 8 кВт), калориферы — для получения более мощных нагревателей. При равной площади, занимаемой в помещении, тепловая мощность рециркуляционных нагревателей с калориферами получается в 6 раз больше их тепловой мощности с нагревателями из ребристых труб и радиаторов, что объясняется значительной теплоплотностью калориферов. Калориферы выбирают пластинчатого типа для уменьшения аэродинамического сопротивления и многоходовые для увеличения скорости движения теплоносителя.

Канал высотой 1,5—3 м, заменяющий кожух обычного конвектора, делается встроенным во внутреннюю стену (рис. VII.10, *а*) или приставным из строительных материалов — неметаллических (рис. VII.10, *б*) и металлических (рис VII.10, *в*) Ширина канала равняется длине нагревателя, а его глубина определяется в зависимости от количества циркулирующего воздуха или ширины нагревателя (как на рис VII.10, *б*).

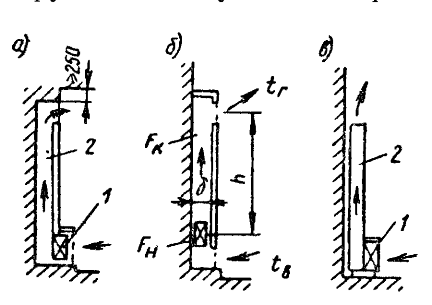


Рис VII 10 Конструкции рециркуляционных воздухонагревателей

а — с встроенным каналом, *б* — приставного с каналом из неметаллических строительных материалов, *в* — приставного металлического, *1* — нагреватель, *2*—канал горячего воздуха

Достоинствами рециркуляционных воздухонагревателей являются:

1) создание сильного восходящего потока нагретого воздуха, вызывающе-

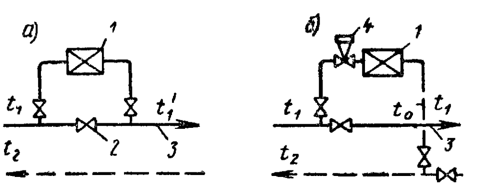


Рис. VII.11. Схемы присоединения воздухонагревателя к теплопроводам

а — последовательная; *б* — параллельная; *1* — воздухонагреватель, *2* — задвижка на обводной трубе (нормально закрыта), *3*—подающая магистраль основной системы отопления, *4* — регулятор расхода воды

го интенсивную циркуляцию воздуха с выравниванием температуры по площади и высоте помещения;

2) надежность действия и простота эксплуатации без специального наблюдения;

3) снижение стоимости отопительной установки (например, для лестничной клетки в 1,5 раза по сравнению с радиаторным отоплением) и уменьшение расхода металла (для лестничной клетки — почти в 2 раза);

4) количественное саморегулирование, характерное для гравитационной системы водяного отопления. При обычном регулировании температуры греющей воды изменяются температура и, как следствие, количество нагреваемого рециркуляционного воздуха, причем по мере понижения наружной температуры усиливается теплопередача и возрастает кратность циркуляции воздуха в помещении. Это способствует интенсификации отопления помещения при низкой температуре наружного воздуха.

Наряду с этими достоинствами при отоплении рециркуляционными воздухонагревателями возможны, если не проведены необходимые расчеты, перегревание верхней зоны и возрастание теплопотери через покрытие помещений.

В качестве теплоносителя для рециркуляционных воздухонагревателей используется высокотемпературная вода. Увеличение разности температуры греющей воды и нагреваемого воздуха дает возможность сократить площадь поверхности нагревателя.

Нагреватель присоединяется к теплопроводам системы отопления по двум различным схемам (рис. VII.11). Первая из схем представляет собой последовательное соединение (предвключение) воздухонагревателя с основной системой отопления (рис. VII.11, *а*). Все количество высокотемпературной воды, необходимой для основной системы отопления, предварительно пропускается через воздухонагреватель *1* (задвижка *2* закрыта), и ее температура понижается от t_1 до $\tilde{t}^1$. Включение воз-

духонагревателя перед основной системой отопления позволяет максимально увеличить температурный напор и скорость движения воды. Схема используется для присоединения постоянно действующего нерегулируемого воздухонагревателя.

Температура воды, °С, выходящей из предвключенного нагревателя, определяют по уравнению (обозначения — см. рис. VII.11):

$$t_1' = t_1 - \frac{Q_{р.в}}{cG_1}, \qquad \text{(VII.16)}$$

где $Q_{р.в}$ — тепловая нагрузка рециркуляционного воздухонагревателя;
G_1 — массовый расход высокотемпературной воды, кг/ч, на вводе в здание и в воздухонагреватель, определяемый по формуле

$$G_1 = \frac{Q_{р.в} + Q_{от}}{c(t_1 - t_2)}; \qquad \text{(VII.17)}$$

$Q_{от}$ — тепловая нагрузка основной системы отопления.

По второй схеме воздухонагреватель соединяется с основной системой отопления параллельно (рис. VII.11, *б*). Регулирование и полное выключение воздухонагревателя при этом не отражаются на действии основной системы отопления, но площадь поверхности нагревателя возрастает из-за уменьшения температурного напора и скорости движения воды. Расход воды в нагревателе определяется по формуле (III.2).

Расчет рециркуляционного воздухонагревателя заключается в выборе размеров канала и площади поверхности нагревателя, достаточных для передачи необходимого количества тепла и создания усиленной циркуляции воздуха в помещении (не менее однократной).

Зная тепловую нагрузку, расход и температуру греющей воды и задаваясь размерами канала, можно найти температуру и скорость движения горячего воздуха в канале.

Температура горячего воздуха, °С, в канале глубиной $b_к$ при расчетной высоте h (см. рис. VII.10, *б*) определяется по формуле

$$t_г = t_в + \left(\frac{0{,}9\, q_1}{c\rho b_к}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\zeta}{2gh\beta}\right)^{1/3}, \qquad \text{(VII.18)}$$

скорость движения горячего воздуха, м/с:

$$v_г = \left(\frac{0{,}9\, q_1}{c\rho b_к} \cdot \frac{2gh\beta}{\zeta}\right)^{1/3}, \qquad \text{(VII.19)}$$

где q_1 — тепловая мощность, кВт, приходящаяся на единицу длины нагревателя;
β — коэффициент объемного расширения воздуха;
ζ — коэффициент сопротивления рециркуляционного воздухонагревателя по пути движения воздуха.

Расчетная площадь теплоотдающей поверхности воздухонагревателя определяется по формуле (III.41). После выбора нагревателя проводится аэродинамический расчет для уточнения расхода рециркуляционного воздуха.

Аэродинамический расчет основывается на равенстве естественного циркуляционного давления, возникающего при нагревании воздуха, аэродинамическому сопротивлению рециркуляционного нагревателя, т. е.

$$\Delta p_е = \Delta p_с, \qquad \text{(VII.20)}$$

Равенство (VII.20) аналогично выражению (IV.20) для водяного отопления.

Естественное циркуляционное давление, создающее рециркуляцию воздуха, находится в соответствии с формулой (IV.19):

$$\Delta p_e = gh(\rho_в - \rho_г). \qquad \text{(VII 21)}$$

В интервале температуры от 15 до 70 °C плотность воздуха уменьшается в среднем на 0,0036 кг/м³ при увеличении температуры на 1°. Принимая это значение для расчета, с учетом формулы (VII.1) получим:

$$\Delta p_e = 3{,}6\cdot 10^{-3} gh(t_г - t_в) = 3{,}6\cdot 10^{-3} gh\frac{Q_{р\,в}}{cG_{от}}, \qquad \text{(VII.22)}$$

где $G_{от}$ — массовый расход рециркуляционного воздуха, кг/ч, предназначенного для отопления помещения.

Аэродинамическое сопротивление рециркуляционного воздухонагревателя слагается из сопротивления канала и нагревателя:

$$\Delta p_c = \Delta p_к + \Delta p_н. \qquad \text{(VII.23)}$$

Пренебрегая весьма малым сопротивлением, возникающим при трении о стенки канала воздуха, движущегося с низкой массовой скоростью [$v\rho = 1$—$1{,}5$ кг/(м²·с)], найдем сопротивление канала:

$$\Delta p_к \approx \zeta_к \rho \frac{v_к^2}{2} = \frac{\zeta_к}{2\rho}\left(\frac{G_{от}}{3{,}6\cdot 10^3 F_к}\right)^2, \qquad \text{(VII.24)}$$

где $F_к$ — площадь поперечного сечения канала, м².

Сопротивление нагревателя описывается зависимостью, устанавливаемой в результате обработки экспериментальных данных:

$$\Delta p_н = mg(v\rho)^p = mg\left(\frac{G_{от}}{3{,}6\cdot 10^3 F_н}\right)^p, \qquad \text{(VII.25)}$$

где $F_н$ — площадь живого сечения нагревателя по воздуху, м²;
m, p — экспериментальные постоянные величины.

Подставляя найденные выражения в равенство (VII 20), получим уравнение для определения расхода рециркуляционного воздуха:

$$3{,}6\cdot 10^{-3} gh\frac{Q_{р\,в}}{cG_{от}} = \frac{\zeta_к}{2\rho}\left(\frac{G_{от}}{3{,}6\cdot 10^3 F_к}\right)^2 + mg\left(\frac{G_{от}}{3{,}6\cdot 10^3 F_н}\right)^p. \qquad \text{(VII.26)}$$

Уравнение легко решается при $p=2$, в других случаях расход подбирается. Решение уравнения (VII.26) возможно также относительно высоты h, если задаться температурой горячего воздуха и этим самым предопределить его расход.

Пример VII 4. Требуется рассчитать предвключенный рециркуляционный воздухонагреватель для поддержания в помещении объемом 630 м³ температуры $t_в = 18$ °C, если тепловые мощности нагревателя 15 кВт (12 900 ккал/ч), основной системы отопления 225 кВт (193 000 ккал/ч), расчетная температура теплоносителя воды $t_1 = 150°$, $t_2 = 70$ °C.

1. Массовый расход греющей воды в воздухонагревателе находим по формуле (VII.17):

$$G_1 = \frac{(15 + 225)\, 3{,}6\cdot 10^3}{4{,}187\,(150 - 70)} = 2575 \text{ кг/ч},$$

2. Температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, вычисляем по формуле (VII.16):

$$t_1' = 150 - \frac{15 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 2575} = 150 - 5 = 145^\circ\ \text{C}.$$

Следовательно, средняя температура греющей воды в воздухонагревателе достаточно высока и равняется 0,5(150+145) = 147,5 °С

3. Задаемся температурой горячего воздуха $t_г = 65$ °С и массовой скоростью воздуха в канале $v\rho = 1,5$ кг/(м²·с). Тогда массовое количество воздуха для отопления помещения по формуле (VII.1) будет равно:

$$G_{от} = \frac{15 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{1\,(65 - 18)} = 1150\ \text{кг/ч}.$$

4 Кратность воздухообмена в помещении при этом с учетом формул (VII.13) и (VII.2а) составит:

$$k = \frac{L_п}{V_п} = \frac{G_{от}}{\rho_в V_п} = \frac{1150}{1,213 \cdot 630} = 1,5,$$

т. е. является приемлемой для воздушного отопления.

5. Площадь поперечного сечения канала и живого сечения воздухонагревателя должна равняться:

$$F_к = F_н = \frac{G_{от}}{3600 v\rho} = \frac{1150}{3600 \cdot 1,5} = 0,213\ \text{м}^2.$$

6. Выбираем по справочнику многоходовой пластинчатый калорифер типа КМС, имеющий несколько большую площадь живого сечения по воздуху, $F_н = 0,244$ м², а именно КМС-5 длиной 710 мм Тогда глубина канала при его ширине 710 мм, равной длине нагревателя, составит:

$$b_к = \frac{F_к}{l_к} = \frac{0,213}{0,71} = 0,3\ \text{м}.$$

7. Зная коэффициенты местного сопротивления при входе и выходе воздуха из канала (с поворотом потока), составляющие $\zeta_к = 0,6 + 1,3 = 1,9$, найдем сопротивление канала по формуле (VII 24) при средней плотности воздуха $\rho = 1,13$ кг/м³:

$$\Delta p_к \approx \frac{\zeta_к}{2\rho}(v\rho)^2 = \frac{1,9}{2 \cdot 1,13}\, 1,5^2 = 1,9\ \text{Па}\ (0,19\ \text{кгс/м}^2).$$

8. Сопротивление воздухонагревателя вычислим по формуле (VII 25), выбранной по справочнику для пластинчатого калорифера типа КМС:

$$\Delta p_н = 0,122 g\,(v\rho)^{1,76} = 0,122 \cdot 9,81 (1,3)^{1,76} = 1,9\ \text{Па} (0,19\ \text{кгс/м}^2),$$

где

$$v\rho = \frac{1150}{3600 \cdot 0,244} = 1,3\ \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

9. Расчетная высота канала (вертикальное расстояние между центрами калорифера и воздуховыпускного отверстия) определяется из формулы (VII.22) при условии, выраженном равенствами (VII.20) и (VII.23):

$$\Delta p_e = \Delta p_\text{в} = \Delta p_к + \Delta p_н = 1,9 + 1,9 = 3,8\ \text{Па}\ (0,38\ \text{кгс/м}^2);$$

$$h = \frac{\Delta p_e}{0,0036 g\,(t_г - t_в)} = \frac{3,8}{0,0036 \cdot 9,81\,(65 - 18)} = 2,3\ \text{м}.$$

10. Температуру горячего воздуха проверяем по формуле (VII.18) при глубине канала $b_к = 0,3$ м и расчетной высоте $h = 2,3$ м, учитывая, что тепловая мощность нагревателя приходится на 0,71 м его длины:

$$t_г = 18 + \left(\frac{0{,}9\cdot 15}{1{,}0\cdot 1{,}044\cdot 0{,}3\cdot 0{,}71}\right)^{2/3}\left(\frac{4{,}4\cdot 273}{2\cdot 9{,}81\cdot 2{,}3}\right)^{1/3} = 18 + 46 = 64°\,С.$$

Температура получилась достаточно близкой к первоначально принятому значению $t_г = 65$ °С. Коэффициент сопротивления рециркуляционного воздухонагревателя при расчете принят:

$$\zeta = \zeta_к + \zeta_н = \zeta_к + \frac{2\rho\cdot\Delta p_н}{(v\rho)^2} = 1{,}9 + \frac{2\cdot 1{,}13\cdot 1{,}9}{1{,}3^2} = 1{,}9 + 2{,}5 = 4{,}4.$$

11. Скорость движения горячего воздуха в канале по формуле (VII.19)

$$v_г = \left(\frac{0{,}9\cdot 15\cdot 2\cdot 9{,}81\cdot 2{,}3}{1{,}0\cdot 1{,}13\cdot 0{,}3\cdot 4{,}4\cdot 273\cdot 0{,}71}\right)^{1/3} = 1{,}3\,м/с$$

почти точно соответствует предварительно выбранной скорости.

§ 74. ЦЕНТРАЛЬНОЕ ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Центральное воздушное отопление применяется в помещениях промышленных, гражданских и сельскохозяйственных зданий при наличии центральной системы приточной вентиляции и осуществляется по трем описанным выше схемам: с полной рециркуляцией (см. рис. VII.2, *а*), с частичной рециркуляцией (рис. VII.2, *б*) и прямоточной (рис. VII.2, *в*).

Полная рециркуляция воздуха используется для дежурного отопления в нерабочее время, если это не противоречит требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений. При этом воздух в центральной системе приточной вентиляции забирается не снаружи, а из отапливаемого помещения и нагревается до температуры, определяемой по формуле (VII.3).

В рабочее время центральное воздушное отопление подчиняется условиям вентилирования помещений. Приточный воздух нагревается до температуры более высокой, чем температура помещения в зависимости от недостатка тепла, выявленного при составлении теплового баланса.

В системе центрального воздушного отопления используются все конструктивные элементы системы приточной вентиляции: фильтр, калориферы, вентилятор, воздуховоды и пр. Тепловая мощность калориферов в совмещенной системе отопления и вентиляции повышается на величину тепловой мощности системы отопления.

Места подачи нагретого воздуха и типы воздухораспределителей в помещении обычно выбирают по условиям вентиляции. Однако возможно изменение места подачи воздуха по условиям отопления. Например, в холодных районах Советского Союза целесообразна подача нагретого воздуха вдоль стекла световых проемов, если рабочие места людей расположены вблизи этих проемов.

Если воздух подается сосредоточенно в среднюю зону по высоте помещения, то получающиеся ненастилающиеся компактные и неполные веерные воздушные струи рассчитываются так же, как и при воздушном отоплении местными отопительными агрегатами. При расчете в зависимости от принятого типа воздухораспределителя в формулу (VII.7) и в последующие формулы вводят соответствующие значения коэффициентов m и n.

Такой способ распределения нагретого приточного воздуха распространен в промышленных, вспомогательных и коммунальных (гаражи,

прачечные) зданиях. В помещениях гражданских зданий, сравнительно низких, чаще встречается подача воздуха вдоль ограждений, при которой получаются настилающиеся струи.

При выпуске в таких условиях нагретого воздуха из щелевидного отверстия воздухораспределителя образуется плоская струя, настилающаяся на поверхность наружного ограждения — стены, потолка или стекла светового проема (струя настилается, например, на потолок при выпуске воздуха на расстоянии от пола $h > 0{,}85\ h_п$). Связанное с этим повышение температуры внутренней поверхности наружного ограждения благоприятно сказывается на самочувствии людей, хотя и вызывает увеличенный поток тепла наружу.

Геометрическая характеристика плоской воздушной струи H, м, определяется по формуле

$$H = 9{,}6\left(mv_о\right)^{4/3} b_о^{1/3}\left[n\left(t_г - t_в\right)\right]^{-2/3}, \qquad \text{(VII.27)}$$

где $b_о$ — ширина воздуховыпускного отверстия, м.

Остальные обозначения приведены к формуле (VII.7).

Из формулы (VII.27) можно установить, что геометрическая характеристика плоской струи H пропорциональна $m^{4/3} b_о (n \cdot \text{Ar})^{-2/3}$.

При подаче воздуха из открытого щелевидного отверстия или из отверстия с параллельными направляющими лопатками коэффициенты в формуле (VII.27) для настилающейся струи равны: $m = 3{,}5$ и $n = 2{,}8$. Тогда геометрическая характеристика плоской настилающейся струи H, м, приобретает вид:

$$H = 25{,}7\, v_о^{4/3} b_о^{1/3}\left(t_г - t_в\right)^{-2/3}. \qquad \text{(VII.27a)}$$

Расчет плоской настилающейся струи заключается в определении начальной скорости движения воздуха и температуры воздуха в струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска (например, в точке входа струи в рабочую зону). Для расстояния $x \leqslant 6\ l_о$ ($l_о$ — длина отверстия щелевого воздухораспределителя), начальная скорость плоской струи, м/с, вычисляется по формуле

$$v_о = \frac{v_x}{3{,}5 k_с}\left(\frac{x}{b_о}\right)^{0{,}5}, \qquad \text{(VII.28)}$$

где v_x — скорость движения воздуха в расчетной точке помещения, м/с;

$k_с$ — поправочный коэффициент, учитывающий стеснение струи и зависящий от соотношения между расчетным расстоянием x и высотой помещения $h_п$; $k_с = 1$ при $x < h_п$; $k_с < 1$ при $x \geqslant h_п$ (см. рис. VII.12).

Объемное количество воздуха, м³/с, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, при известных ширине щели $b_о$ и начальной скорости $v_о$, составляет:

$$L_1 = b_о v_о. \qquad \text{(VII.29)}$$

Длина одного воздухораспределителя $l_о$ и число воздухораспределителей в помещении определяются количеством подаваемого нагретого воздуха $L_{от}$ и необходимостью выполнения условия $x \leqslant 6\ l_о$.

В помещении возможно ограничение скорости выпуска воздуха из приточного отверстия по акустическим условиям; тогда ширина и длина щели могут увеличиваться.

Максимальная температура воздуха t_x, °C, в плоской настилающейся струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска рассчитывается по формуле:

$$t_x = t_в + 2,8\,(t_г - t_в)\left(\frac{b_о}{x}\right)^{0,5}. \quad \text{(VII.30)}$$

Пример VII.5. Требуется рассчитать подачу воздуха в объеме $L_{от} = 0,27$ м³/с, нагретого до 35 °C, через плоский воздухораспределитель с щелью шириной $b_о = 0,03$ м,

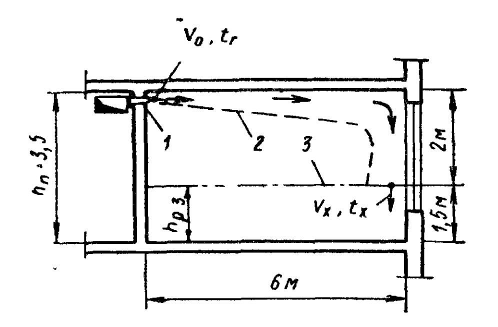


Рис. VII.12. Центральное воздушное отопление помещения с подачей нагретого воздуха через подпотолочный щелевой воздухораспределитель

1 — воздухораспределитель; *2* — граница настилающейся воздушной струи; *3* — граница рабочей зоны

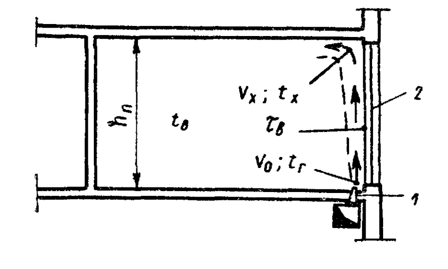


Рис. VII.13. Центральное воздушное отопление помещения с подачей нагретого воздуха через напольный щелевой воздухораспределитель *1* вдоль наружного ограждения *2*

располагаемый под потолком помещения (рис. VII.12) высотой $h_п = 3,5$ м, для обеспечения на расстоянии $x = 8$ м от места выпуска струи (6 м по горизонтали и 2 м по вертикали) скорости движения $v_x = 0,5$ м/с и температуры $t_x = t_в + 3 = 18 + 3 = 21$ °C.

1. Начальную скорость плоской настилающейся воздушной струи определяем по формуле (VII.28)

$$v_о = \frac{0,5}{3,5 \cdot 0,77}\left(\frac{8}{0,03}\right)^{0,5} = 3\ \text{м/с},$$

так как при $x/h_п = 8 : 3,5 = 2,3$ $k_c = 0,77$ (по специальной литературе).

2. Величина геометрической характеристики струи по формуле (VII.27а) будет равна:

$$H = 25,7 \cdot 3^{4/3} \cdot 0,03^{1/3}\,(35 - 18)^{-2/3} = 5,2\ \text{м}.$$

3. Объемное количество воздуха, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, находим по уравнению (VII.29):

$$L_1 = 0,03 \cdot 3 = 0,09\ \text{м}^3/\text{с}.$$

4. Общая длина воздуховыпускной щели составит:

$$l = \frac{L_{от}}{L_1} = \frac{0,27}{0,09} = 3\ \text{м}.$$

Для обеспечения условия $x \leqslant 6l_о$ принимаем к установке два щелевых воздухораспределителя длиной по $l_о = 1,5$ м.

5. Проверяем температуру в воздушной струе на расстоянии $x = 8$ м от щели по формуле (VII.30):

$$t_x = 18 + 2,8\,(35 - 18)\left(\frac{0,03}{8}\right)^{0,5} = 18 + 2,9 = 20,9 < 21°C.$$

В системе центрального воздушного отопления нагретая струя, выпускаемая из сравнительно узкой щели, характеризуется числом $Ar_0 < 0,001$, т. е. относится к категории слабо неизотермических струй. На основном участке такой струи интенсивно падает скорость движения воздуха и относительно медленно снижается температура.

Температура воздуха понижается более заметно при движении нагретой струи вдоль наружного ограждения, особенно вдоль стекла светового проема. Снижение температуры воздушной струи ускоряется вследствие интенсификации конвективного теплообмена на внутренней поверхности ограждения. Это дополнительное понижение температуры в изложенном выше методе расчета нагретой плоской настилающейся струи во внимание не принималось.

Однако при усилении теплообмена на внутренней поверхности повышается ее температура и увеличивается теплопотеря через ограждения наружу. Для возмещения дополнительной теплопотери следует соответственно повысить начальную температуру воздушной струи.

При подаче нагретого воздуха плоской настилающейся струей снизу вверх значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$, Вт/(м^2·К), между струей и внутренней поверхностью, среднее по высоте ограждения h (при $h \geqslant 14,5\ b_о$), может быть определено при температуре окружающего воздуха около 20 °С по формуле

$$\alpha_к = \frac{50}{h^{0,6}}\left(b_о v_о^2\right)^{0,4}. \qquad \text{(VII.31)}$$

При известном коэффициенте $\alpha_к$ можно уточнить теплопотерю через наружное ограждение и начальную температуру воздушной струи.

В этом же случае нагретая воздушная струя не только возмещает теплопотери помещения, но и защищает рабочую зону от ниспадающего потока воздуха, охлаждающегося у наружного ограждения. Струя должна лишь оставаться настилающейся по всей высоте помещения $h_п$ (рис. VII.13).

Для выполнения этого условия начальная скорость нагретой струи, выпускаемой из щели в полу шириной $b_о$, должна удовлетворять соотношению, полученному в результате исследований:

$$v_о^2 = \frac{0,72}{10^3\, b_о}\left(t_в - \tau_в\right)^{0,91} h_п^{1,73}, \qquad \text{(VII.32)}$$

где $(t_в - \tau_в)$ — температурный напор при $t_в \approx 20°$ С и температуре внутренней поверхности наружного ограждения $\tau_в$, вычисляемой для обычных условий естественной конвекции.

Пример VII.6. Требуется найти начальную скорость нагретой воздушной струи, выпускаемой из щели в полу шириной $b_о = 0,01$ м, препятствующей образованию ниспадающего потока воздуха у двойного стеклянного витража высотой 5 м, если температура воздуха $t_в = 18$ °С, внутренней поверхности стекла 3,4 °С (см. рис. VII.13).

1. Начальная скорость движения воздушной струи при $t_в - \tau_в = 18 - 3,4 = 14,6°$ находится из уравнения (VII.32):

$$v_о^2 = \frac{0,72}{10^3 \cdot 0,01}\ 14,6^{0,91} \cdot 5^{1,73};$$

$$v_о = (13,5)^{0,5} = 3,7\ \text{м/с}.$$

2 Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена на поверхности внутреннего стекла витража по формуле (VII.31) составит:

$$\alpha_к = \frac{50}{5^{0,6}} (0,01 \cdot 13,5)^{0,4} = 8,6\ Вт/(м^2 \cdot K)\ [7,4\ ккал/(ч \cdot м^2 \cdot {}^\circ C)].$$

Для данного примера коэффициент конвективного теплообмена получился приблизительно в 2 раза больше, чем при естественной конвекции. При этом коэффициент теплообмена $\alpha_в$ на внутренней поверхности ограждения повышается в 1,5 раза и возрастает тепловой поток наружу. В данном случае тепловой поток через двойной витраж увеличивается на 13,3%. Очевидно, что должна быть соответственно повышена и начальная температура воздушной струи.

§ 75. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Аэродинамический расчет воздуховодов, расчет и подбор оборудования рассматриваются в курсе «Вентиляция». Здесь следует остановиться лишь на особенностях расчета, относящихся к использованию в качестве теплоносителя горячего воздуха.

В системах центрального воздушного отопления в отличие от систем приточной вентиляции перемещается воздух меньшей плотности, чем плотность воздуха, окружающего воздуховоды. В связи с этим можно отметить две особенности действия систем центрального воздушного отопления: нагретый воздух охлаждается по пути движения, усиливается влияние силы гравитации на распределение воздуха по помещениям, в результате чего снижается тепловая надежность отопления.

В вентиляторных системах воздушного отопления ограниченной длины и высоты эти два фактора обычно во внимание не принимаются. В разветвленных и значительной протяженности системах воздушного отопления крупных зданий, особенно высоких, следует учитывать как охлаждение воздуха в воздуховодах, так и влияние естественного циркуляционного давления на расход воздуха.

Для учета охлаждения воздуха выполняется тепловой расчет воздуховодов, в результате которого устанавливается начальная температура и уточняется расход воздуха.

Для ограничения отклонения расхода воздуха от расчетного с целью повышения тепловой надежности отопления увеличивается аэродинамическое сопротивление ответвлений воздуховодов для непосредственной подачи воздуха в помещения. Помимо уменьшения диаметра ответвлений, на них устанавливают диафрагмы, а также увеличивают сопротивление воздухораспределительных клапанов Так, например, по шведским данным, при аэродинамическом сопротивлении клапана 20 Па (2 кгс/м²) повышение или понижение температуры наружного воздуха на 20° (от 0° С) изменяет пропускную способность клапана в 10-этажном здании с естественной вентиляцией на 40%. Для того чтобы сократить это изменение в тех же условиях до 7%, в Швеции применяется клапан с сопротивлением 157 Па (16 кгс/м²).

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Тепловой поток через стенки воздуховода длиной l выражает охлаждение потока нагретого воздуха и составляет:

$$Q_{охл} = q_1 l, \quad \text{(VII.33)}$$

где q_1 — тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м, определяемый по формуле

$$q_1 = kF_1 (t_{ср} - t_в) = \frac{t_{ср} - t_в}{R_1}; \tag{VII.34}$$

R_1 — сопротивление теплопередаче от нагретого воздуха, имеющего среднюю температуру $t_{ср}$, через стенки 1 м воздуховода в помещение при температуре $t_в$.

Сопротивление теплопередаче определяется по общей формуле (III.6) с дополнениями, которые изложены в главе VIII. Дополнения относятся к условиям теплопередачи через 1 м воздуховода, у которого внешняя поверхность может быть значительно больше внутренней и может отделяться от последней промежуточными слоями. Величины, слагающие R_1, вычисляются по формулам (VIII.30) — (VIII.34).

Тепловой поток через стенки воздуховода при установившемся состоянии соответствует степени охлаждения потока нагретого воздуха, перемещающегося по воздуховоду. Поэтому можно написать уравнение теплового баланса, выражая q_1 в кДж/ч (ккал/ч):

$$q_1 l = G_{от}\, c\, (t_{нач} - t_г), \tag{VII.35}$$

где $G_{от}$ — массовое количество воздуха для отопления помещения, кг/ч;

$t_{нач}$ и $t_г$ — температура горячего воздуха соответственно в начале воздуховода и выпускаемого в помещение;

c — массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К) [ккал/кг·°С)].

Уравнение теплового баланса (VII.35) дает возможность установить начальную температуру воздуха в воздуховоде по заданной конечной или, наоборот, уточнить температуру воздуха, выпускаемого в помещение, и при необходимости — расход воздуха.

Температура горячего воздуха в начале воздуховода на основании формулы (VII.3) равна:

$$t_{нач} = t_в + \frac{Q_п + (1 - \eta)\, Q_{охл}}{Q_п} (t_г - t_в), \tag{VII.36}$$

где η — доля от $Q_{охл}$, поступающая в отапливаемое помещение, причем $Q_{охл}$ в первом приближении может определяться по формулам (VII.33) — (VII.34) при известной температуре $t_г$ вместо температуры $t_{ср}$.

Уточненный расход горячего воздуха в воздуховоде, кг/ч, с учетом формулы (VII.1) составит:

$$G_{от} = \frac{Q_п + (1 - \eta)\, Q_{охл}}{c\, (t_{ср} - t_в)}. \tag{VII.37}$$

Пример VII.7. Требуется найти начальную температуру воздуха в воздуховоде ($R_1 = 0{,}23$ К·м/Вт) длиной 10 м, проложенном вне отапливаемого помещения, в которое для возмещения теплопотери, равной 7 кВт при $t_в = 16$ °С, подается по воздуховоду 600 м³/ч нагретого воздуха.

1. Температуру воздуха для отопления помещения определяем по формуле (VII.3):

$$t_г = 16 + \frac{7 \cdot 3{,}6 \cdot 10^3}{1 \cdot 1{,}076 \cdot 600} = 16 + 39 = 55°\,С.$$

2 Ориентировочная величина теплового потока через стенки воздуховода длиной 1 м по формуле (VII 34) при $t_{ср}=t_г$ составит.

$$q_1' = \frac{55-16}{0,23} = 170 \text{ Вт/м } [146 \text{ ккал/(ч·м)}].$$

3 Предварительную температуру воздуха в начале воздуховода находим по формуле (VII 36) при $\eta=0$.

$$t_{нач}' = 16 + \frac{7\cdot10^3 + 170\cdot10}{7\cdot10^3}(55-16) = 16 + 48,5 = 64,5^\circ \text{ C}.$$

4 Уточненную величину теплового потока через стенки воздуховода определяем по формуле (VII 33) при $t_{ср}=0,5(64,5+55)\approx 60$ °C:

$$Q_{охл} = \frac{60-16}{0,23}\ 10 = 1910 \text{ Вт } (1640 \text{ ккал/ч}).$$

5 Окончательная температура воздуха в начале воздуховода будет равна:

$$t_{нач} = 16 + \frac{7\cdot10^3 + 1910}{7\cdot10^3}(55-16) = 16 + 49,6 = 65,6^\circ \text{ C}.$$

Таким образом, горячий воздух в воздуховоде длиной 10 м при заданном сопротивлении теплопередаче его стенок охлаждается более чем на 10°. Для уменьшения охлаждения теплоносителя воздуха, если теряемое тепло не используется для отопления, воздуховод вне отапливаемого помещения нужно покрывать тепловой изоляцией.

2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ВОЗДУХОВОДОВ

В течение отопительного сезона в воздуховодах прямоточной механической системы центрального воздушного отопления и в помещениях отапливаемого ею здания непрерывно колеблется давление под влиянием изменения температуры наружного и горячего воздуха, скорости и направления ветра, индивидуального регулирования воздухообмена При этом нарушается расчетное распределение горячего воздуха по помещениям и происходит тепловое разрегулирование системы отопления

Для поддержания теплового режима помещений с определенной степенью надежности фактическое количество горячего воздуха $G_ф$, поступающего в каждое помещение, может быть больше, но должно быть достаточно близким к расчетному количеству $G_{от}$

Это условие может быть выполнено путем ограничения изменения избыточного давления в воздуховодах и создания в них особого аэродинамического режима.

Напишем аэродинамическую зависимость между давлением в воздуховоде и количеством воздуха при его механическом перемещении в виде.

$$\frac{p+\Delta p}{p} = \left(\frac{G_ф}{G_{от}}\right)^2, \tag{VII.38}$$

где p — избыточное давление в воздуховоде по отношению к давлению в помещении, создаваемое вентилятором для подачи воздуха в количестве $G_{от}$;

Δp — дополнительное избыточное давление в воздуховоде, возникающее под влиянием перечисленных выше факторов и вызывающее увеличение расхода воздуха до $G_ф$.

Отношение фактического расхода воздуха $G_ф$ к расчетному $G_{от}$ является показателем аэродинамического разрегулирования системы центрального воздушного отопления. Обозначив его буквой $k_р$, перепишем уравнение (VII.38), решив его относительно избыточного давления, создаваемого вентилятором:

$$p = \frac{\Delta p}{k_р^2 - 1} . \qquad \text{(VII 39)}$$

Показатель разрегулирования $k_р = \frac{G_ф}{G_{от}}$ в последней формуле выражает отклонение фактического расхода воздуха от расчетного под влиянием величины Δp при определенном давлении вентилятора. Очевидно, что $k_р > 1$, и чем больше он отличается от единицы, тем значительнее будет аэродинамическое, а соответственно тепловое разрегулирование системы центрального воздушного отопления. Наоборот, чем ближе будет значение $k_р$ к единице, тем более постоянным станет аэродинамический режим воздуховодов и воздухораспределение Вместе с этим будет уменьшаться отклонение температуры воздуха в помещениях от расчетной. Для выражения показателя разрегулирования через температуру используем формулу (VII.1), написав ее в форме, отвечающей тепловому балансу в помещении при подаче горячего воздуха в количестве $G_ф$:

$$G_ф = \frac{\Sigma (kF) [(t_в + \Delta t_в) - t_н]}{c [t_г - (t_в + \Delta t_в)]} , \qquad \text{(VII 40)}$$

где $\Delta t_в$ — повышение температуры воздуха в помещении при увеличении расхода воздуха от $G_{от}$ до $G_ф$.

Придав аналогичный вид формуле для вычисления расчетного расхода воздуха $G_{от}$, после преобразования получим:

$$k_р = \frac{G_ф}{G_{от}} = \frac{(t_в - t_н) + \Delta t_в}{t_в - t_н} \frac{t_г - t_в}{(t_г - t_в) - \Delta t_в} . \qquad \text{(VII 41)}$$

Из последней формулы видно, что показатель разрегулирования $k_р$ может быть распространен на всю систему центрального воздушного отопления здания в конкретных климатических условиях, если ограничить повышение температуры воздуха против расчетной в помещениях, заведомо наиболее неблагоприятных в отношении разрегулирования воздушно-теплового режима Это обеспечит воздушно-тепловой режим с меньшим отклонением от расчетного во всех остальных помещениях здания.

В системе центрального воздушного отопления многоэтажного здания такими неблагоприятными являются помещения верхнего этажа. Именно в эти помещения под влиянием дополнительного избыточного давления в воздуховодах поступает относительно большее количество горячего воздуха по сравнению с расчетным, чем в другие, ниже расположенные помещения.

Величина дополнительного избыточного давления в воздуховодах определяется главным образом климатическими особенностями местности и высотой здания. Максимальную величину дополнительного избыточного давления в вертикальных воздуховодах для помещений верхнего этажа можно считать (с достаточной для данного расчета точ-

ностью) равной разности аэростатического давления снаружи здания и внутри воздуховодов в расчетных условиях, т. е.

$$\Delta p = g h_{зд} (\rho_н - \rho_г). \qquad (VII\ 42)$$

Пример VII.8. Требуется найти избыточное давление, которое следует поддерживать вентилятором в вертикальных воздуховодах системы центрального воздушного отопления для подачи воздуха, нагретого до температуры 40 °С, в помещения здания высотой 25 м, если при $t_н = -15$ °С допускается увеличение $t_в = 20$ °С в помещениях верхнего этажа на 2°.

1. Показатель разрегулирования системы воздушного отопления устанавливаем по формуле (VII.41):

$$k_р = \frac{20+15+2}{20+15} \frac{40-20}{40-20-2} = 1,175.$$

Значение $k_р = 1{,}175$ показывает, что для выполнения заданных условий количество горячего воздуха, поступающего в помещения верхнего этажа здания, не должно увеличиваться более чем на 17,5% расчетного.

2. Дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для этих помещений вычисляем по формуле (VII 42).

$$\Delta p = 9,81 \cdot 25 (1,368 - 1,128) = 58,9 \text{ Па } (6 \text{ кгс/м}^2).$$

3. Избыточное давление в этих воздуховодах, создаваемое вентилятором, определяем по формуле (VII 39):

$$p = \frac{58,9}{1,175^2 - 1} = 155 \text{ Па } (15,8 \text{ кгс/м}^2).$$

Следовательно, в заданных условиях требуется создание аэродинамического режима в вертикальных воздуховодах системы воздушного отопления, который характеризуется изменением избыточного давления в этих воздуховодах в течение отопительного сезона в пределах от 155 до 213,9 Па (от 15,8 до 21,8 кгс/м²).

Поддержание значительного избыточного давления возможно при использовании достаточно плотных воздуховодов (например, из листовой стали), а также воздухораспределительных клапанов повышенного аэродинамического сопротивления с шумоглушителями, что отражается на стоимости системы воздушного отопления. Кроме того, при эксплуатации такой системы возрастает расход электрической энергии для создания повышенного давления в воздуховодах. Поэтому наряду с расчетами аэродинамического и теплового режимов проводятся экономические расчеты, учитывающие как положительные, так и отрицательные показатели конкретной системы центрального воздушного отопления.

§ 76. ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Основным из указанных недостатков центрального воздушного отопления, даже при механическом побуждении движения воздуха, является значительная площадь поперечного сечения и поверхности воздуховодов, занимающих много места в зданиях. По этой причине увеличиваются расход металла и стоимость систем, нагретый воздух охлаждается по пути движения, возникает количественное разрегулирование под влиянием естественного циркуляционного давления.

Следовательно, действие таких систем нуждается в совершенствовании. К тому же в различные помещения подается воздух одинаковой температуры и влажности, индивидуальное количественное регулирование

ухудшает вентилирование помещений и вызывает повышение уровня звукового давления.

Можно исключить попутное охлаждение нагретого воздуха и ослабить влияние силы гравитации на перемещение воздуха, если при центральной обработке наружного воздуха нагревать его лишь до температуры помещений. Тогда центральный подогреватель должен быть

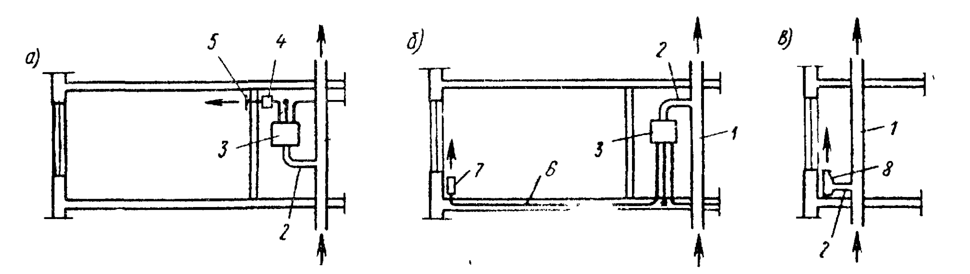


Рис. VII.14 Комбинированное воздушное отопление зданий с централизованной подачей подогретого воздуха по воздуховоду и местным нагреванием

а — в групповом нагревателе для выпуска воздуха под потолком помещений через шумоглушитель и регулятор подачи воздуха; *б* — то же, для выпуска воздуха под окнами помещений через подпольный воздуховод и регулятор подачи воздуха; *в* — в индивидуальном нагревателе под окном каждого помещения

дополнен местными нагревателями для группы или для каждого помещения.

На рис. VII.14, *а* приведена схема использования группового нагревателя *3*, снабжаемого воздухом, централльно подогретым до $t_в$=15—20° С, через ответвление *2* с дроссель-клапаном от распределительного воздуховода *1*. Воздух, дополнительно нагретый в пределе до 60—70° С, выпускается под потолком каждого помещения через регулятор подачи воздуха *5* с шумоглушителем *4*. В такой системе обеспечивается групповое качественное и индивидуальное количественное регулирование. На рис. VII.14, *б* показан групповой нагреватель *3* для выпуска горячего воздуха под окнами помещений через подпольные или подвесные воздуховоды *6* и регуляторы подачи воздуха *7*.

Система центрального воздушного отопления может стать еще более совершенной, если применить индивидуальные водяные или электрические нагреватели *8* — доводчики температуры и влажности воздуха (рис. VII.14, *в*), размещая их под окнами помещений. В такой системе появляется возможность значительно повысить скорость движения воздуха (до 20—25 м/с) для сокращения площади поперечного сечения воздуховодов. Индивидуальные нагреватели-доводчики делаются с высоким аэродинамическим сопротивлением (до 250—300 Па), снабжаются шумоглушителями и автоматическими регуляторами Это придает системе аэродинамическую надежность и способствует тепловому комфорту в помещениях.

В зданиях с периодическим пребыванием людей (например, административных) такая система центрального воздушного отопления эксплуатируется только в рабочее время, а для обогревания помещений в вечерние и ночные часы используются индивидуальные нагреватели *8* как конвекторы системы водяного или электрического отопления.

Схемы системы центрального воздушного отопления с индивидуальными нагревателями-доводчиками показаны на рис. VII.15. Система

состоит из центрального агрегата *1* для очистки, увлажнения и подогревания воздуха, дополненного головным шумоглушителем *2* для снижения уровня звукового давления, создаваемого центральным вентилятором *3*. Магистральный воздуховод *4* может быть горизонтальным (рис. VII.15, *а*), находящимся в подвальном или техническом этаже здания, или вертикальным (рис. VII.15, *б*), проложенным в специальной

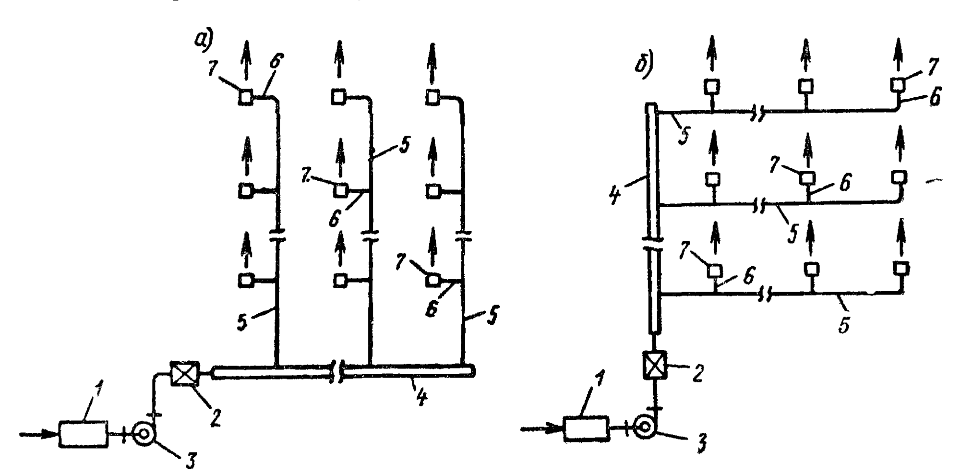


Рис VII 15 Схемы высокоскоростных вертикальной *а* и горизонтальной *б* систем комбинированного воздушного отопления зданий

1 — центральный агрегат обработки воздуха, *2* — головной шумоглушитель, *3* — центральный вентилятор, *4* — магистральный воздуховод, *5* — распределительный воздуховод, *6* — ответвление к индивидуальному нагревателю доводчику *7*

шахте Распределительные воздуховоды *5* и ответвления *6* к доводчикам *7* (соответственно вертикальные или горизонтальные) размещают в зависимости от конструкции здания близ колонн, над подвесным потолком и т д

Описанная система, дополненная охлаждением приточного воздуха в летнее время, превращается в одноканальную систему кондиционирования воздуха.

§ 77. ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫЕ ЗАВЕСЫ

При движении людей или транспорта через входные двери и ворота в здание поступает холодный наружный воздух. Частое открывание дверей и ворот приводит к чрезмерному охлаждению прилегающих к ним помещений, если не осуществляются мероприятия по ограничению количества и нагреванию проникающего наружного воздуха Одним из таких мероприятий является создание воздушно-тепловой завесы в открытом проеме входа.

В проемах ворот промышленных зданий создаются высокоскоростные воздушные завесы, выполняющие роль шибера, который ограничивает и даже предотвращает врывание холодного воздуха. Метод расчета таких воздушных завес излагается в курсе «Вентиляция».

Во входах гражданских зданий устраивают низкоскоростные ($v_0 \leqslant$ $\leqslant 8$ м/с) воздушно-тепловые завесы, рассчитанные не на шибирование, а на нагревание холодного воздуха, проникающего снаружи. Ограниче-

ние поступления наружного воздуха достигается здесь путем изменения конструкции входа, в результате которого повышается сопротивление воздухопроницанию.

Воздушно-тепловые завесы во входах гражданских зданий применяются в холодных районах Советского Союза, где расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_н \leqslant -15°$ С, при

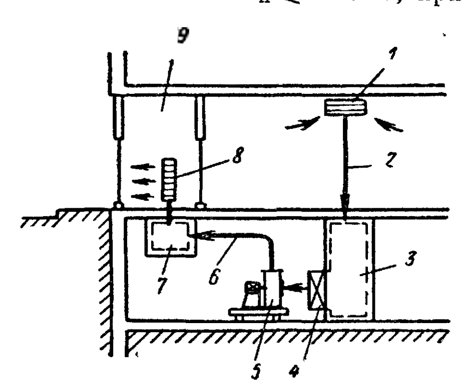


Рис. VII.16. Воздушно-тепловая завеса у наружного входа гражданского здания

1 — воздухозаборное отверстие; *2* — канал подачи внутреннего воздуха в приемную камеру *3*; *4* — калорифер, *5* — центробежный вентилятор; *6* — воздуховод подачи нагретого воздуха в воздухораспределительную камеру *7*; *8* — отверстие с решеткой для выпуска воздуха в тамбур *9* входа

значительном числе проходящих людей. Так, например, воздушно-тепловые завесы предусматриваются у входов в предприятия общественного питания, имеющие не менее 100 посадочных мест в залах, или в предприятия бытового обслуживания населения при числе посетителей более 250 в 1 ч.

Воздушно-тепловая завеса создается рециркуляционной установкой местного (см. схему на рис. VII.1, *а*) или центрального (рис. VII.2, *а*) воздушного отопления. Внутренний воздух забирается обычно из помещения в верхней зоне, где его температура выше, и подогревается до температуры не выше 50° С, так как он непосредственно воздействует на людей, хотя и идущих в верхней зимней одежде.

На рис. VII.16 на местном разрезе по подвальному и первому этажам здания показана примерная конструкция канальной системы воздушно-тепловой завесы. Внутренний воздух через отверстие *1* и канал *2* попадает в приемную камеру *3* с внутренней звукопоглощающей облицовкой. После нагревания в калорифере *4* воздух центробежным вентилятором *5* по воздуховоду *6* направляется в воздухораспределительную камеру *7* также с звукопоглощающей облицовкой. Из камеры воздух выпускается в нижнюю зону (до 1,5 м от пола) тамбура *9* сбоку от входных дверей. Воздуховыпускные решетки *8* конструируются таким образом, чтобы нагретый воздух для лучшего перемешивания с холодным подавался параллельно полу по направлению к наружной двери.

Массовое количество воздуха, кг/ч, нагретого до температуры $t_г$ для создания воздушно-тепловой завесы, определяют по известной формуле

$$G_з = \frac{Q_{вх}}{c\,(t_г - t_в)}, \qquad \text{(VII.1a)}$$

где $Q_{вх}$ — расход тепла на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход:

$$Q_{вх} = G_{вх}\, c\,(t_в - t_н). \qquad \text{(VII.43)}$$

Подставляя выражение (VII.43) в формулу (VII.1a), получим:

$$G_з = G_{вх} \frac{t_в - t_н}{t_г - t_в}, \qquad \text{(VII.44)}$$

где $G_{вх}$ — массовое количество холодного воздуха, поступающего в здание через вход, кг/ч.

Количество холодного воздуха, проникающего в здание, зависит вообще от разности давления воздуха снаружи и внутри и от сопротивления воздухопроницанию ограждающей конструкции.

Разность аэростатического давления на наружной поверхности ограждения и внутри помещения возникает, как известно, под совместным действием сил гравитации и ветра. Кроме того, на величину аэростатического давления внутри помещения может влиять вентиляция

При низкой температуре наружного воздуха скорость ветра, как правило, понижается. По многолетним наблюдениям в средней полосе Советского Союза, при температуре от —15 до —21° С скорость ветра в городах даже на высоте 50—75 м от поверхности земли не превышает 3,9—4,5 м/с, а при температуре от —21 до —30° С — 3,4—4 м/с.

В этих условиях, расчетных для отопления, разность давления, создаваемая ветром во входах, сравнительно невелика даже на наветренной стороне зданий. С некоторым приближением для зданий высотой до 50 м ее можно выразить через гравитационную разность давления, возникающую по высоте всего лишь одного этажа. Тогда расчетная разность давления $\Delta p_{вх}$, Па. на уровне середины высоты входных дверей без учета действия вентиляции в здании будет определяться по формуле

$$\Delta p_{вх} = 0,5\, g\,(h_{зд} + 2h_{эт} - h_{дв})\,(\rho_н - \rho_в), \qquad \text{(VII.45)}$$

где $h_{зд}$ — высота здания от поверхности земли до верха лестничной клетки;

$h_{эт}$ — полная высота одного этажа;

$h_{дв}$ — высота створки входных дверей, м.

Под влиянием этой разности давления во входе при открывании дверей устанавливается поток холодного воздуха, скорость которого зависит от сопротивления воздухопроницанию конструкции входа. Если, пренебрегая трением воздуха о стенки входа, считать сопротивление входа пропорциональным коэффициенту местного сопротивления $\zeta_{вх}$, то

$$\Delta p_{вх} = (1 + \zeta_{вх})\, \rho_н \frac{v_{вх}^2}{2} = (1 + \zeta_{вх}) \frac{j_{вх}^2}{2\rho_н}, \qquad \text{(VII.46)}$$

где $v_{вх}$ — средняя скорость движения холодного воздуха в открытом проеме наружной входной двери, м/с;

$\zeta_{вх}$ — коэффициент местного сопротивления конструкции входа, вычисленный по потере статического давления во входе, отнесенный к динамическому давлению при $v_{вх}$.

Из выражения (VII.46) определяется удельный поток холодного воздуха $j_{вх}$, кг/(м²·с), через 1 м² открытого проема наружной входной двери.

$$j_{вх} = \left(\rho_н \frac{2\Delta p_{вх}}{1 + \zeta_{вх}}\right)^{0,5} = \mu_{вх}\,(2\rho_н \cdot \Delta p_{вх})^{0,5}, \qquad \text{(VII.47)}$$

где $\mu_{вх} = (1 + \zeta_{вх})^{-0,5}$ — коэффициент расхода воздуха во входе без учета действия воздушной завесы и влияния фигуры человека, проходящего через вход.

Уменьшение коэффициента расхода воздуха характеризует возрастание сопротивления воздухопроницанию входа. Путем конструктивного изменения, например, входа с двойными дверями, разделенными тамбуром, можно сократить его воздухопроницание почти на 30%; при замене его входом с тройными дверями можно уменьшить расход холодного воздуха в 2 раза, а при установке во входе вращающейся (турникетной) двери количество наружного воздуха, проникающего в здание, снижается в 7—7,5 раза.

Для большинства гражданских зданий характерно многократное открывание входных дверей. В отдельных случаях входные двери остаются постоянно открытыми (например, в крупном магазине), и тогда удельный поток холодного воздуха по формуле (VII.47) определяет мощность воздушно-тепловой завесы. Во всех других случаях эта мощность может быть снижена пропорционально времени поступления холодного воздуха в течение часа. Тогда при периодическом открывании дверей небольшие, часто поступающие порции холодного воздуха будут быстро прогреваться горячим воздухом непрерывно действующей завесы умеренной мощности и в помещениях, прилегающих к входу, может поддерживаться достаточно ровная температура.

Следовательно, для выбора мощности завесы необходимо знать общее время, в течение которого входные двери будут открытыми. При проходе одного человека створка входных дверей в течение некоторого промежутка времени (до 10 с) раскрывается и вновь закрывается. Общее время постепенного раскрывания и закрывания створки, когда площадь открытого проема непрерывно изменяется, можно привести к эквивалентному (по воздухопроницанию) времени нахождения створок дверей входа в полностью раскрытом состоянии, условно считая, что створки мгновенно распахиваются и столь же быстро закрываются.

Эквивалентное время $\tau_э$ при проходе одного человека через одинарные двери составляет 2 с, через двойные — 1,5 с и через тройные — 1—1,2 с.

Зная число людей, проходящих через вход в течение часа, можно определить общее массовое количество холодного воздуха, кг/ч, входящее в формулу (VII.44):

$$G_{вх} = 0{,}9\, j_{вх} F_{дв} \tau_э N, \qquad (VII.48)$$

где $j_{вх}$ — удельный поток холодного воздуха, кг/(м²·с), вычисляемый по формуле (VII.47);

$F_{дв}$ — площадь одной открываемой створки дверей входа, м²;

$\tau_э$ — эквивалентное время открывания дверей, с;

N — число людей, проходящих через вход в 1 ч.

В формуле (VII.48) численный коэффициент 0,9 учитывает задерживающее влияние фигуры человека, проходящего через дверной проем площадью около 2 м², на количество одновременно протекающего воздуха.

Из рассмотрения формул (VII.44), (VII.47) и (VII.48) можно сделать вывод, что технико-экономические показатели воздушно-тепловой завесы (мощность и связанные с ней капитальные и эксплуатационные затраты) зависят от параметров наружного воздуха, высоты здания, конструкции входа и режима его использования. При прочих равных условиях мощность завесы в значительной степени определяется величиной сопротивления воздухопроницанию выбранной конструкции входа.

Тепловая мощность калориферов $Q_з$ рециркуляционной установки воздушно-тепловой завесы равняется расходу тепла на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход [см. формулу (VII.43)], т. е.

$$Q_з = Q_{вх}. \quad \text{(VII.49)}$$

Иногда воздух для воздушно-тепловой завесы забирается снаружи и предназначается также для вентиляции помещений, прилегающих к входу. В этом случае расход тепла на нагревание воздуха в калориферах увеличивается и вычисляется по формуле

$$Q_з = G_з c (t_г - t_н). \quad \text{(VII.50)}$$

Пример VII.9. Требуется рассчитать рециркуляционную воздушно-тепловую завесу для входа в 9-этажное здание гостиницы в Москве при высоте этажа 3 м и числе проходящих людей 1000 в 1 ч. Вход состоит из трех взаимно перпендикулярных дверей со створками размером 0,8×2,5 м, разделенными двумя тамбурами ($\zeta_{вх}=3{,}8$).

Расчетная разность давления по обе стороны входа определяется по формуле (VII.45) при $t_н = -26$ °С:

$$\Delta p_{вх} = 0{,}5 \cdot 9{,}81\,(3 \cdot 9 + 2 \cdot 3 - 2{,}5)\,(1{,}43 - 1{,}205) = 33{,}6 \text{ Па } (3{,}4 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельный поток холодного воздуха находим по формуле (VII.47):

$$j_{вх} = \left(1{,}43\,\frac{2 \cdot 33{,}6}{1 + 3{,}8}\right)^{0{,}5} = 4{,}5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Общее массовое количество холодного воздуха, поступающего в здание, вычисляем о формуле (VII.48):

$$G_{вх} = 0{,}9 \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot 1000 = 8910 \text{ кг/ч}.$$

Расход тепла на нагревание холодного воздуха рассчитываем по формуле (VII.43):

$$Q_{вх} = 8910 \cdot 1\,(20 + 26) = 410 \cdot 10^3 \text{ кДж/ч } (98{,}4 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч}).$$

Массовое количество воздуха, подаваемого для воздушно-тепловой завесы, нагретого до $t_г = 50$ °С, определяем по формуле (VII.44):

$$G_з = 8910\,\frac{20 + 26}{50 - 20} = 13\,660 \text{ кг/ч},$$

Тогда по формуле (VII.2)

$$L_з = \frac{13\,660}{1{,}093} = 12\,500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Бахарев В. А., Трояновский В. Н. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М., Профиздат, 1958.

Требуков С. П. Системы квартирного воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией, для зданий из объемных элементов. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1963, № 3, с. 23—27.

Указания по расчету приточных воздухораспределительных устройств, серия АЗ-358. М., изд. Гипротиса, 1968.

Ливчак И. Ф., Иванов В. М., Грудзинский М. М. Применение воздушного отопления, совмещенного с приточно-вытяжной вентиляцией, в современном жилищно-гражданском строительстве. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1958, № 8, с. 5—11.

Проблемы отопления жилых и общественных зданий. Труды межвузовской научной конференции. Минск, «Вышэйшая школа», 1962.

Сканави А. Н. Расчет воздушно-тепловых завес. — В сб. трудов МИСИ № 52: Некоторые вопросы теплового режима зданий. М., изд. МИСИ, 1967.

Глава VIII

ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 78. ОСОБЕННОСТИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Панельно-лучистым называется отопление помещения панелями, при котором средняя температура всех поверхностей, обращенных в помещение, превышает температуру воздуха. Как видно из определения, отопление относится к панельно-лучистому по совокупности двух признаков. Первый признак — необходимый, но не достаточный — система отопления должна быть панельной, т. е. с отопительными приборами, имеющими сплошную гладкую нагревательную поверхность. Второй признак — панельное отопление должно создавать в помещении температурную обстановку, характерную для лучистого способа обогрева (см. рис. I.3).

Критерием, определяющим наличие лучистого отопления в помещении, служит выражение

$$\tau_п > t_в, \quad \text{(VIII.1)}$$

где $\tau_п$ — средняя поверхностная температура всех ограждений (наружных и внутренних) и отопительной панели, обращенных в помещение;

$t_в$ — температура воздуха помещения.

Системы панельно-лучистого отопления могут быть центральными и местными.

К **местному** относится отопление высокотемпературными приборами (панелями и плафонами с отражательными экранами). Для нагревания приборов используются электрическая энергия и горячие газы (температура поверхности до 800—850° С).

Для **центрального** панельно-лучистого отопления с теплоносителями водой, паром и воздухом, рассматриваемого в данной главе, характерно использование инфракрасного излучения при сравнительно низкой температуре поверхности панелей (обычно ниже 100° С).

При панельно-лучистом отоплении помещение обогревается главным образом за счет лучистого теплообмена между греющей панелью и поверхностью ограждений. Излучение от панели, попадая на поверхность ограждений и предметов, частично поглощается, частично отражается. При этом возникает так называемое вторичное излучение, в конце концов тоже поглощаемое предметами и ограждениями помещения.

Интенсивность облучения отопительной панелью различных ограждений помещения характеризуется данными табл. VIII.1, полученными при замерах освещенности облучаемых поверхностей световой моделью панели.

Из таблицы видно, что ограждение, в плоскости которого установлена отопительная панель, получает путем вторичного излучения 9—12% общего лучистого потока.

Таблица VIII.1

Распределение, %, лучистого потока от отопительной панели между ограждениями помещения

Место расположения панели	Наружная стена и окно	Пол	Потолок	Внутренние стены		
				левая	правая	торцовая
У наружной стены:						
под окном	0,1	0,26	0,18	0,207	0,207	0,046
под потолком	0,09	0,153	0,42	0,135	0,135	0,067
У правой внутренней стены . .	0,32	0,125	0,177	0,15	0,12	0,108

Благодаря лучистому теплообмену повышается температура внутренней поверхности всех ограждений по сравнению с температурой при конвективном отоплении, а температура поверхности внутренних ограждений в большинстве случаев превышает температуру воздуха помещения.

Отопительная панель является составной частью ограждающих конструкций и может быть размещена в потолке, полу, внутренних или наружных стенах помещения. Поэтому система панельного отопления соответственно называется **потолочной, напольной или стеновой.** Местоположение панели выбирается на основании технологических, гигиенических и технико-экономических соображений.

Передача тепла только излучением возможна лишь в безвоздушном пространстве. В помещении лучистый теплообмен всегда сопровождается конвективным. Теплоизлучения распределяются по поверхности ограждений неравномерно: пропорционально косинусу угла направления излучения к нормали излучающей поверхности. При этом вследствие различия температуры поверхностей возникает движение воздуха в помещении, которое усиливается благодаря развитию нисходящих потоков воздуха у охлаждающихся поверхностей. В результате отопительная панель часть тепла передает конвекцией воздуху, перемещающемуся у ее поверхности.

Размещение отопительной панели в потолке затрудняет конвективный теплоперенос, и в теплопередаче панели теплообмен излучением составляет 70—75%. Греющая панель в полу активизирует теплоперенос конвекцией, и на долю теплообмена излучением приходится всего 30—40%. Вертикальная панель в стене в зависимости от высоты передает излучением 30—60% всего тепла, причем доля теплообмена излучением возрастает с увеличением высоты панели.

Лишь потолочное панельное отопление, во всех случаях передающее в помещение излучением более 50% тепла, могло быть названо лучистым. При напольном отоплении, а также почти всегда при стеновом в общей теплопередаче панелей преобладает конвективный теплоперенос. Однако способ отопления — лучистое оно или конвективное — характеризуется не доминирующим способом подачи тепла, а температурной обстановкой в помещении [см. выражение (VIII.1)].

Действительно, при низкотемпературных (25—35° С), а следовательно, развитых по площади потолочных и напольных панелях увеличивается температура поверхности ограждений помещения и способ обогревания всегда относится к лучистому. При стеновых же панелях в зависимости от их размеров и температуры поверхности способ отопления

помещения может быть отнесен и к лучистому и к конвективному (если средняя поверхностная температура окажется ниже температуры воздуха). По общности конструктивной схемы и способа обогрева помещений потолочному, напольному и стеновому панельному отоплению дается общее наименование — панельно-лучистое.

Греющая панель отличается от обычных отопительных приборов тем, что в большинстве случаев она выполняется в виде бетонной плиты с замоноличенными в ней трубами.

Приоритет по конструированию и применению на практике, на основании идеи проф. В. М. Чаплина, систем отопления с заделкой стальных труб в толщу стен, потолков и полов, а также колонн, пилястр и даже лестничных перил и балясин принадлежит русскому инженеру В. А. Яхимовичу. Эти системы были названы им панельным отоплением (английский патент 1907 г.). За короткий срок (1907—1911 гг.) инж. Яхимович оборудовал такими системами отопления свыше 20 крупных больничных, школьных и общественных зданий. В качестве теплоносителя в этих системах использовались горячая вода и пар.

Несколько позднее, в том же 1907 г., английский инженер Баркер также получил патент на устройство систем отопления плоскими нагревательными поверхностями.

В дальнейшем, в конце 20-х годов текущего столетия, подобные системы панельного отопления получили распространение в зарубежной практике под названием лучистого отопления.

В Советском Союзе в связи с переходом к широкой индустриализации строительства с применением крупноэлементных конструкций зданий вновь стали использоваться для отопления бетонные греющие панели.

Панельное отопление рекомендуется предусматривать в полносборных жилых, общественных и промышленных зданиях со стенами из панелей и при использовании объемных элементов. При наличии отопительных панелей, скрытых в строительных конструкциях (см. табл. III.4), особенно отмечается выполнение санитарно-гигиенических требований. Поэтому панельно-лучистое отопление применяется в общих комнатах детских садов и яслей, в операционных, родовых, наркозных и других помещениях лечебных учреждений, в плавательных бассейнах и спортивных залах, в вестибюлях (теплые полы) общественных зданий.

Отопительные панели используют также для обогревания основных помещений вокзалов, аэропортов, ангаров, высоких сборочных цехов, применяют в производственных помещениях с особыми требованиями к чистоте (производство пищевых продуктов, сборка точных приборов и т. п.).

§ 79. ТЕПЛОВОЙ КОМФОРТ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

При панельно-лучистом отоплении температура поверхностей в помещении, участвующих в лучистом теплообмене, повышается. Это создает обстановку, более благоприятную для самочувствия человека.

Самочувствие человека существенно улучшается при повышении доли конвективного теплообмена в общей теплопотере его тела и уменьшении излучения на холодные поверхности (радиационного охлаждения). Это как раз и обеспечивается системой панельно-лучистого отопления, при использовании которой благодаря повышению температуры

внутренней поверхности ограждений помещения потеря тепла человеком излучением уменьшается. Одновременно понижается против обычной температура воздуха в помещении, в связи с чем увеличивается конвективный теплообмен, что способствует хорошему самочувствию человека.

Таким образом, при применении системы панельно-лучистого отопления возрастает средняя поверхностная температура ограждений и повышается тепловой комфорт. Созданию комфортных условий благоприятствует также некоторое повышение относительной влажности при снижении температуры воздуха помещения.

Установлено, что в обычных условиях хорошее самочувствие людей обеспечивается при температуре воздуха в помещении 17,4° С при стеновых отопительных панелях и 19,3° С — при радиаторной системе отопления

В табл. VIII.2 приведены средние температура воздуха и поверхностная температура тела человека и ограждений для различных помещений, обогреваемых панелями (для сравнения приводится температура воздуха помещений при конвективном отоплении).

Таблица VIII.2

Допустимая средняя температура, °С, воздуха и ограждений в помещениях с панельно-лучистым отоплением

Помещения	Теплоотдача человеком, Вт(ккал/ч)		Температура воздуха помещений $t_в$ при отоплении		Средняя поверхностная температура	
	общая (в среднем)	в том числе конвекцией	конвективном	панельно-лучистом	ограждений $\tau_п$	тела человека $\tau_ч$
Вестибюли, коридоры, лестничные клетки, магазины и т. п. (люди в верхней одежде)	151 (130)	78—72 (67—62)	12—16	8—14	13—17,5	18—23,3
Жилые и общие места пребывания людей (люди в обычной одежде)	128 (110)	66—59 (57—51)	18—20	16—18	21	24,6—25,6
Ванные, операционные (люди в одежде)	105 (90)	49—27 (42—23)	22—26	20—24	23,5—22	26,4—27,5

Из таблицы видно, что при панельно-лучистом отоплении температура воздуха помещений может быть снижена в среднем на 2° против нормативной температуры воздуха для конвективного (радиаторами и конвекторами) отопления; средняя поверхностная температура ограждений в большинстве случаев получается выше температуры воздуха.

В помещениях с нагретыми панелями наряду с обеспечением общего теплового комфорта может возникнуть опасность интенсивного облучения или нагревания отдельных частей тела человека, прежде всего головы и ступней ног.

Гигиенисты считают, что комфортными относительно нагретой поверхности являются условия, когда находящаяся против этой поверхности часть головы человека не получает, а теряет излучением около

11,5 Вт/м² [10 ккал/(ч·м²)]. Следовательно, для теплового комфорта человека, находящегося вблизи греющей панели, температура поверхности последней должна быть ограничена.

Предельно допустимая температура поверхности потолочной или стеновой отопительной панели определяется в зависимости от ее площади и расстояния до человека по формуле (II.2):

$$\tau_{пан} \leqslant 19,2 + \frac{8,7}{\varphi_{ч-п}}, \quad \text{(VIII 2)}$$

где $\varphi_{ч-п}$ — коэффициент облученности с поверхности тела человека на панель, приблизительно (для значений $\varphi > 0,2$) равный

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0,8 \frac{y}{l}. \quad \text{(VIII 3)}$$

Здесь y — расстояние от головы человека до потолочной панели (при стеновой панели расчетное расстояние обычно принимается равным 1 м),

l — осредненный размер отопительной панели, который при известной площади $F_п$ равняется $F_п^{0,5}$.

Предельная температура поверхности напольной отопительной панели определяется подвижностью людей, видом обуви и зависит от температуры воздуха на высоте 1 м.

Итак, при использовании системы панельно-лучистого отопления не должна быть излишне нагретой поверхность панелей, должна обеспечиваться достаточно высокая температура внутренней поверхности ограждений и в целом в результате лучисто-конвективного теплообмена поддерживаться комфортная температура помещения

Выше уже отмечалось улучшение радиационного режима помещения при панельно-лучистом отоплении (см. табл. VIII.1). Следовательно, такой способ отопления целесообразно применять в районах с суровыми климатическими условиями при пониженной температуре внутренней поверхности наружных ограждений. Излучение отопительной панели, особенно вертикальной, размещенной в наружной стене, непосредственно компенсирует радиационное охлаждение человека и способствует тепловому комфорту в помещении.

§ 80. ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ ПОМЕЩЕНИЯ

Тепловой комфорт в помещении, как известно, при нормальных влажности и подвижности воздуха в значительной степени зависит от температуры воздуха $t_в$ и средней температуры нагретых и охлажденных поверхностей, обращенных в помещение, т. е. от радиационных условий.

Радиационная температура в зимнее время для обеспечения теплового комфорта человека, выполняющего умеренную работу в середине помещения, определяется по формуле (II 1):

$$t_R \lessgtr 1,57\,t_п - 0,57\,t_в \pm 1,5°. \quad \text{(VIII.4)}$$

Уравнение (VIII 4) используется при относительной влажности 30—50% и скорости движения воздуха не более 0,1 м/с, причем результат

может изменяться на $\pm 1{,}5°$ без нарушения ощущения теплового комфорта.

Действительная средняя температура поверхности ограждений $\tau_п$ зависит от размеров, расположения и температуры поверхности τ_i отдельных ограждений конкретного помещения, а также от площади $F_{пан}$ и температуры поверхности $\tau_{пан}$ отопительной панели, т. е. связана с теплообменом в помещении (см. § 12).

Выразим долю нагреваемой теплоносителем части внутренней поверхности $F_о$ ограждений помещения отношением $F_{пан}/F_о$ и не обогреваемой теплоносителем части $(F_о—F_{пан})/F_о$. Тогда средневзвешенная температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, включая отопительную панель, составит:

$$\tau_п = \frac{F_{пан}}{F_о}\tau_{пан} + \frac{F_о - F_{пан}}{F_о}\tau_{ср}, \qquad \text{(VIII.5)}$$

где $\tau_{ср}$ — средняя температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, не обогреваемых теплоносителем, равная согласно формуле (II.7)

$$\tau_{ср} = \Sigma\, \tau_i \cdot \varphi_{п-i}; \qquad \text{(VIII.6)}$$

$\varphi_{п-i}$ — коэффициент облученности греющей панелью i-й поверхности ограждения помещения.

При панельно-лучистом отоплении потолочной панелью средняя температура внутренней поверхности ограждений помещения на 1—1,5°, при стеновых отопительных панелях на 0,5—1° выше температуры ограждений, характерной для конвективного отопления.

§ 81. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Теплообмен в помещении (см. § 12) рассчитывается при установившемся состоянии, когда тепловые потоки от греющей панели в помещение и из помещения наружу считаются равными. При этом задаются: температура наружного $t_н$ и внутреннего $t_в$ воздуха, температура помещения $t_п$, сопротивление теплопередаче наружных ограждений $R_о$.

Задачей расчета является нахождение средней температуры внутренней поверхности ограждений с учетом лучистого теплообмена между отопительной панелью и остальными взаимно параллельными и перпендикулярными поверхностями и конвективного теплообмена между воздухом и ограждениями. Знание этой температуры позволяет проверить соблюдение теплового комфорта, уточнить теплопотери помещения и тепловую мощность отопительной панели. В зависимости от значения $\tau_{ср}$ теплопотери помещения могут быть больше, меньше или равны теплопотерям при конвективном отоплении.

При установившемся тепловом равновесии можно написать уравнение для поверхности F_1 наружного ограждения:

$$q_н = q_л + q_к. \qquad \text{(VIII.7)}$$

Величина $q_н$ выражает тепловой поток от поверхности с внутренней температурой τ_1 в наружный воздух с температурой $t_н$ и равняется:

$$q_{\text{н}} = \int\limits_{F_1} \frac{\tau_{dF_1} - t_{\text{н}}}{R'_{\text{о},dF_1}}\, dF_1, \qquad \text{(VIII.8)}$$

причем $R'_{\text{о},dF_1} = R_{\text{о},dF_1} - R_{\text{в},dF_1}$ — неполное (без сопротивления теплообмену у внутренней поверхности) сопротивление теплопередаче ограждения.

Лучистый теплообмен поверхности F_1 с другими поверхностями выражается уравнением

$$q_{\text{л}} = \sum_i \int\limits_{F_i} \int\limits_{F_1} \varphi_{dF_i - dF_1} \left(E_{dF_i} - E_{dF_1}\right) dF_i \cdot dF_1 \approx \sum_i \int\limits_{F_i} \int\limits_{F_1} \varphi_{dF_i - dF_1}\, \varepsilon_{\text{пр}}\, C_{\text{о}} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{T_{dF_i}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{dF_1}}{100}\right)^4\right] dF_i \cdot dF_1. \qquad \text{(VIII.9)}$$

В это уравнение включается сумма лучистых потоков с других поверхностей на поверхность F_1 и собственный лучистый поток с поверхности F_1 на остальные поверхности без учета отраженного излучения.

Конвективный теплообмен между воздухом и поверхностью F_1 составляет:

$$q_{\text{к}} = \int\limits_{F_1} \alpha_{\text{к},dF_1} (t_{\text{в}} - \tau_{dF_1})\, dF_1, \qquad \text{(VIII.10)}$$

где α_{k,dF_1} — локальное значение коэффициента теплообмена конвекцией на элементе поверхности dF_1.

Уравнение теплового баланса для поверхности F_1 на основании выражений (VIII.7) — (VIII.10) имеет вид:

$$\int\limits_{F_1} \frac{\tau_{dF_1} - t_{\text{н}}}{R'_{\text{о},dF_1}}\, dF_1 = \sum_i \int\limits_{F_i} \int\limits_{F_1} \varphi_{dF_i - dF_1}\, \varepsilon_{\text{пр}}\, C_{\text{о}} \left[\left(\frac{T_{dF_i}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{dF_1}}{100}\right)^4\right] dF_i \cdot dF_1 +$$

$$+ \int\limits_{F_1} \alpha_{\text{к},dF_1} (t_{\text{в}} - \tau_{dF_1})\, dF_1. \qquad \text{(VIII.11)}$$

Уравнение (VIII.11) составлено с использованием принципа распределительности лучистых потоков, согласно которому лучистый поток от первого тела на второе арифметически складывается из лучистых потоков между отдельными частями этих тел. Здесь также по другому принципу расчета лучистого теплообмена — замыкаемости лучистых потоков — может быть принято, что сумма коэффициентов облученности

$$\sum_{i=1}^{N} \varphi_{1-i} = 1. \qquad \text{(VIII.12)}$$

Выражение (VIII.12) справедливо для случая, когда излучающая поверхность F_1 полностью окружена другими поверхностями. Можно отметить, что в помещении, где одна плоская поверхность панели обменивается теплом со всеми остальными поверхностями, суммарный коэффициент облученности равняется единице.

В помещении обычной конструкции имеются поверхности пяти различных видов, участвующие в теплообмене (кроме отопительной панели): наружные стены, окна, пол, потолок, внутренние стены. Для опре-

деления температуры всех поверхностей необходимо составить столько уравнений теплового баланса, сколько ограждений участвует в теплообмене, с добавлением уравнения конвективного теплообмена между отопительной панелью и воздухом помещения.

Уравнения теплового баланса для ограждений могут еще дополняться уравнением теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха, если его температура отличается от температуры внутреннего воздуха.

Уравнение теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха, поступающего в помещение в количестве G кг/ч с температурой $t_{пр}$, отражает конвективный теплообмен с поверхностью ограждений и отопительной панели:

$$Gc\left(t_{в}-t_{пр}\right)=\sum_{i=1}^{N}\int_{F_i}\alpha_{к,dF_i}\left(\tau_{dF_i}-t_{пр}\right)dF_i. \qquad \text{(VIII.13)}$$

В уравнении (VIII.13) количество тепла для нагревания приточного воздуха равняется суммарному количеству тепла, полученному воздухом при теплообмене с N поверхностями ограждений помещения.

Решение уравнений теплового баланса, подобных уравнению (VIII.11), связано с вычислением коэффициента облученности φ (его также называют угловым коэффициентом облучения). Коэффициент облученности, выражая долю общего лучистого потока, воспринятую данной поверхностью, является чисто геометрическим параметром и зависит только от формы, размеров и взаимного расположения поверхностей в пространстве.

Точного определения коэффициента облученности, связанного с интегрированием по площади поверхности, в практических расчетах для плоских поверхностей в помещении не проводят. В таких расчетах ограничиваются определением среднего по площади коэффициента облученности. При этом система интегральных уравнений теплового баланса сводится к системе алгебраических уравнений.

Система алгебраических уравнений может быть ограничена уравнениями для трех характерных групп поверхностей в помещении — теплотеряющих (наружные ограждения), адиабатических (внутренние ограждения) и теплоподающих (отопительные панели).

Для дальнейшего упрощения практических расчетов система уравнений приводится к одному уравнению, определяющему теплообмен между нагретой и остальными поверхностями помещения. Расчеты могут производиться двумя методами: с использованием коэффициента полной облученности наружных ограждений отопительной панелью и с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи всех ограждений помещения.

По **первому** методу теплообмен отопительной панели с наружными ограждениями помещения определяется уравнением теплового баланса

$$k'_{о}F_{н}\left(\tau_{в}-t_{н}\right)=\alpha_{л}F_{пан}\left(\tau_{пан}-\tau_{в}\right)+\alpha_{к}F_{пан}\left(\tau_{пан}-t_{в}\right), \qquad \text{(VIII.14)}$$

где в левой части, как и в выражении (VIII.8), учитывается тепловой поток от внутренней поверхности наружных ограждений (стен, окон) общей площадью $F_{н}$ со средней температурой $\tau_{в}$ и средним неполным коэффициентом теплопередачи $k'_{о}$ в наружный воздух с температурой $t_{н}$. Этот тепловой поток есть теплопотери помещения через наружные ограждения.

В правой части уравнения (VIII.14) первое слагаемое выражает лучистый, второе — конвективный теплообмен отопительной панели, имеющей площадь $F_{пан}$ и температуру поверхности $\tau_{пан}$, соответственно с наружными ограждениями и с воздухом помещения. В коэффициент теплообмена излучением входит коэффициент полной облученности наружных ограждений отопительной панелью, вычисляемый по формуле

$$\Phi = \varphi_{п-н} + \varphi'_{п-н} = \frac{F_н/F_{пан} - \varphi^2_{п-н}}{F_н/F_{пан} - 2\varphi_{п-н} + 1}, \qquad \text{(VIII.15)}$$

с учетом коэффициентов как прямой облученности с панели на наружные ограждения ($\varphi_{п-н}$), так и косвенной облученности с панели на те же наружные ограждения ($\varphi'_{п-н}$) отражением от поверхности внутренних ограждений.

Коэффициент теплообмена излучением определяют по формуле (II.6), если считать коэффициент облученности равным единице:

$$\alpha_л = \varepsilon_{пр} C_o \frac{\left[\left(\frac{T_{пан}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_в}{100}\right)^4\right]}{\tau_{пан} - \tau_в} = C_{пр} \cdot b, \qquad \text{(VIII.16)}$$

где $\varepsilon_{пр}$ — приведенный коэффициент относительного излучения, зависящий от коэффициентов излучения для строительных конструкций, например, для штукатурки 0,91, масляной краски 0,92, паркета и гипса 0,9;

$C_о$ — постоянная излучения;

$C_{пр} = \varepsilon_{пр} C_о$ — приведенный коэффициент излучения (для строительных материалов изменяется в небольших пределах и может быть принят равным 5,1 Вт/(м^2·К^4) или 4,4 ккал/(ч·м^2·К^4);

b — $0{,}81 + 0{,}005(\tau_{пан} + \tau_в)$ — температурный коэффициент, K^3.

Для предварительных расчетов принимают коэффициент теплообмена излучением $\alpha_л = 5{,}6$ Вт/(м^2·К) [4,8 ккал/(ч·м^2·°С)]; коэффициент теплообмена конвекцией $\alpha_к$ Вт/(м^2·К) и ккал/(ч·м^2·°С) — в скобках; для потолочной панели 2,3—2,9 (2—2,5); для стеновой панели 5—7 (4,3—6); для напольной панели 4,1—5,5 (3,5—4,7).

По **второму** методу теплообмен отопительной панели с остальными поверхностями ограждений помещения определяется уравнением теплового баланса, сходным по структуре с уравнением (VIII.14);

$$k'_э (F_о - F_{пан})(\tau_{ср} - t_н) = \alpha_л F_{пан}(\tau_{пан} - \tau_{ср}) + \alpha_к F_{пан}(\tau_{пан} - t_в), \qquad \text{(VIII.17)}$$

где, кроме известных уже обозначений, $k'_э$ — неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи (без учета сопротивления теплообмену на внутренней поверхности ограждений, которое ориентировочно может быть принято при лучистом отоплении $R_в = 0{,}107$ К·м^2/Вт или 0,125 °С·м^2·ч/ккал), вычисляемый по формуле

$$k'_э = \frac{1}{\frac{1}{k_э} R_в - R}. \qquad \text{(VIII.18)}$$

В эту формулу входит эквивалентный коэффициент теплопередачи $k_э$ условного ограждения помещения. Эквивалентный коэффициент теплопередачи выводится для помещения, геометрически равного и теплотехнически эквивалентного данному, в котором вся внутренняя поверхность $F_о$ составляется из двух частей: поверхности отопительной панели $F_{пан}$ и поверхности, не обогреваемой теплоносителем, $F_о—F_{пан}$.

Обозначив коэффициенты теплопередачи k и площади F отдельных реальных поверхностей помещения (наружных стен, окон, внутренних стен, пола и потолка) соответствующими индексами (н. с., ок. и т. д.), получим эквивалентный коэффициент теплопередачи условного ограждения, не обогреваемого теплоносителем:

$$k_э = \left[\frac{(kF)_{н\,с} + (kF)_{ок}}{F_о - F_п}\right]\beta + \frac{n_1\,(kF)_{в.с} + n_2\,(kF)_{пл} + n_3\,(kF)_{пт}}{F_о - F_п}. \quad \text{(VIII,19)}$$

Здесь β — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через вертикальные наружные ограждения [см. формулу (II.83)];

n_1, n_2, n_3 — коэффициенты, учитывающие уменьшение температурного напора в ограждении по сравнению с расчетной разностью температуры $t_в—t_н$ (см. главу II).

Левая часть уравнения (VIII.17), как и уравнения (VIII.14), выражает тепловой поток от внутренней поверхности условного ограждения площадью $F_о — F_{пан}$ с температурой $\tau_{ср}$ и неполным эквивалентным коэффициентом теплопередачи $k_э'$ в наружный воздух с температурой $t_н$, т. е. теплопотери помещения через наружные ограждения:

$$Q_п = k_э'\left(F_о - F_{пан}\right)\left(\tau_{ср} - t_н\right). \quad \text{(VIII.20)}$$

В правой части уравнения (VIII.17) первое слагаемое определяет полный [с учетом формулы (VIII.12)] лучистый поток от греющей панели на поверхность условного ограждения с температурой $\tau_{ср}$. Коэффициент лучистого теплообмена определяется по формуле (VIII.16), причем температурный коэффициент $b = 0{,}81 + 0{,}005\ (\tau_{пан} + \tau_{ср})$.

Второе слагаемое учитывает конвективный теплообмен отопительной панели с воздухом помещения или, что то же, конвективный теплообмен воздуха помещения с поверхностью условного ограждения, так как

$$\alpha_к\,F_{пан}\left(\tau_{пан} - t_в\right) = \alpha_к'\left(F_о - F_{пан}\right)\left(t_в - \tau_{ср}\right). \quad \text{(VIII.21)}$$

При использовании этого равенства возникают затруднения с определением коэффициента теплообмена конвекцией $\alpha_к'$ для поверхности условного ограждения, тогда как коэффициент $\alpha_к$ находится сравнительно просто в зависимости от положения панели в помещении из уравнения подобия (III.14). В частности, для стеновой отопительной панели коэффициент $\alpha_к$ определяется из уравнения (III.15а) или по формуле (II.8).

По уравнению (VIII.17) при известных площади, положении и температуре поверхности отопительной панели может быть найдена средняя температура внутренней поверхности всех ограждений помещения, не обогреваемых теплоносителем:

$$\tau_{ср} = \frac{[\alpha_л \tau_{пан} + \alpha_к (\tau_{пан} - t_в) - k'_э t_н] F_{пан} + k'_э t_н F_о}{(\alpha_л - k'_э) F_{пан} + k'_э F_о}. \qquad (VIII.22)$$

Эта температура на практике получается несколько ниже температуры воздуха (в среднем примерно на 1°). Она используется, как уже указывалось, для расчета температуры $\tau_н$ по формуле (VIII.5) и уточнения теплопотерь помещения по формуле (VIII.20).

При расчетах по двум изложенным методам представляется возможность заменить процессы теплообмена между отопительной панелью и остальными поверхностями помещения взаимодействием между двумя поверхностями — панелью и наружным или условным ограждением. Тогда вместо вычисления коэффициентов облученности для панели и всех остальных поверхностей можно в первом методе ограничиться определением одного коэффициента облученности, а во втором, если панель одна, вообще обойтись без их определения.

§ 82. КОНСТРУКЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Бетонная отопительная панель, как указано в главе III, представляет собой плиту, в которой имеются нагревательные элементы — каналы змеевиковой или колончатой формы (рис. VIII.1) с теплоносителем.

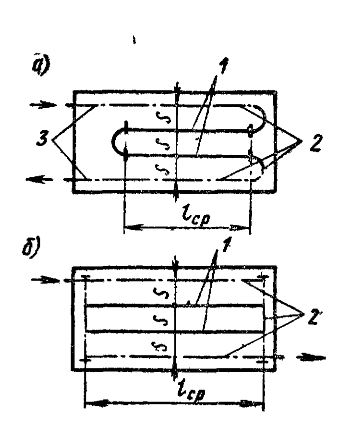


Рис. VIII.1. Схемы нагревательных элементов бетонной отопительной панели

а — змеевиковой, *б* — колончатой формы; *1, 2, 3* — соответственно средние, крайние и одиночные трубы

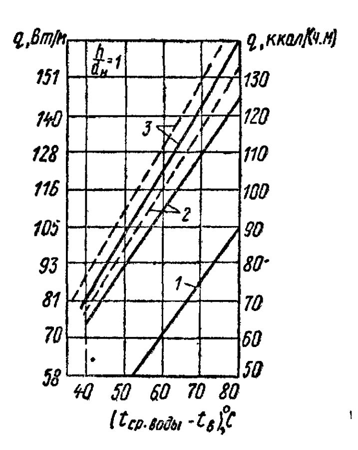


Рис. VIII.2 Теплопередача 1 м одиночной трубы $d_у$ = 15—20 мм в воздухе и в отопительной панели с односторонней (сплошные линии) и двухсторонней (пунктирные линии) теплоотдачей

1 — труба в воздухе; *2* — труба в бетоне с $\lambda = 1{,}05$ (0,9); *3* — труба в бетоне с $\lambda = 1{,}28$ Вт/(м·К) [1,1 ккал/(м·ч·°С)]

Для изготовления панелей используют тяжелый бетон, обладающий достаточно высокой теплопроводностью [например, теплопроводность $\lambda = 1{,}51$ Вт/(м·К) или 1,3 ккал/(ч·м·°С) при 0° и плотности в сухом состоянии 2400 кг/м³] и коэффициентом линейного расширения $1 \cdot 10^{-5}$.

Чаще всего каналы для теплоносителя образуют стальные трубы, коэффициент линейного расширения которых весьма близок к коэффициенту расширения бетона (коэффициенты равны при температуре около 55° С).

Заделка труб в бетон дает существенный теплотехнический эффект — увеличивается теплопередача труб по сравнению с открыто проложенными. Это явление основано на известной закономерности: теплопередача трубы, изолированной теплопроводным материалом, возрастает с увеличением толщины слоя покрытия. Возрастание происходит до некоторого «критического» значения внешнего диаметра $d_{кр}$ изолированной трубы, полученного из уравнения (III.64), если считать $\alpha_н$ не изменяющимся:

$$d_{кр} \approx \frac{2\lambda}{\alpha_н}. \quad (VIII.23)$$

Для бетонного цилиндра вокруг трубы при коэффициенте наружного теплообмена $\alpha_н$ около 11,6 Вт/(м²·К) или 10 ккал/(ч·м²·°С) «критический» диаметр равен приблизительно 220 мм.

Возрастание теплопередачи обетонированной трубы объясняется увеличением внешней теплоотдающей поверхности, которая с ростом диаметра развивается быстрее, чем сопротивление теплопроводности слоя бетона.

Сказанное иллюстрируется рис. VIII.2, на котором прямая *1* характеризует теплопередачу 1 м одиночной трубы диаметром 15—20 мм в воздухе, а прямые *2* и *3* — той же трубы в бетоне с различной теплопроводностью. Как видно, двухсторонняя теплоотдача (пунктирные линии) выше односторонней примерно на 5%, теплопередача трубы возрастает с увеличением коэффициента теплопроводности бетона, в который она заделана. Следовательно, нагревательные элементы целесообразно помещать в тяжелый бетон.

Теплопередача не одной, а ряда труб в бетонной панели, приведенная к 1 м, несколько ниже теплопередачи одиночной трубы в бетоне и зависит от расстояния между трубами (шага труб, обозначенного буквой s) и их положения в панели (см. рис. VIII.1).

Явление повышения теплопередачи стальных труб, находящихся в бетоне, позволяет, применяя отопительные панели, сокращать расход металла. Из табл. III.1 следует, что при применении бетонных отопительных панелей со стальными трубами вместо чугунных радиаторов снижается расход металла на отопительные приборы в 2—3 раза.

В системах панельного отопления в местах, где ремонт нагревательных элементов затруднителен, особенно при совмещенных панелях, вместо стальных водогазопроводных труб применяют бесшовные стальные трубы, рассчитанные на высокое давление.

Стальные трубы в бетонных панелях имеют срок амортизации, значительно превышающий срок службы этих труб в системах отопления с металлическими приборами. Сравнительная долговечность стальных труб в панелях объясняется незначительной коррозией их внешней поверхности в бетонном массиве при отсутствии контакта с воздухом. Все же следует отметить, что стальные трубы дорогостоящие и на 1 м² греющей поверхности отопительных панелей их расходуется до 10 м. Для сокращения расхода стальных труб возможна заделка в бетон чугунных элементов, пластмассовых и стеклянных труб (см. гла-

ву III) или даже создание пустот в плотном бетоне (образующих систему каналов для протекания теплоносителя) и электропроводного бетона.

В системах панельного отопления зданий различают две конструкции панелей:

1) **совмещенные** — греющие панели, представляющие одно целое с ограждающими конструкциями здания (каналы для теплоносителя устраивают во внутренних и наружных панельных стенах, в несущих плитах перекрытий и лестничных площадок при их изготовлении);

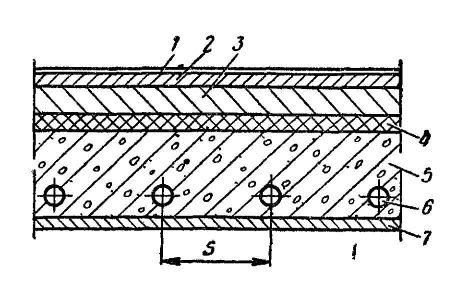


Рис. VIII.3. Совмещенная потолочная отопительная панель

1 — линолеум; *2* — цементная стяжка, *3* — пемзобетон, *4* — тепловая изоляция, *5* — железобетон, *6* — греющие стальные трубы, *7* — штукатурка

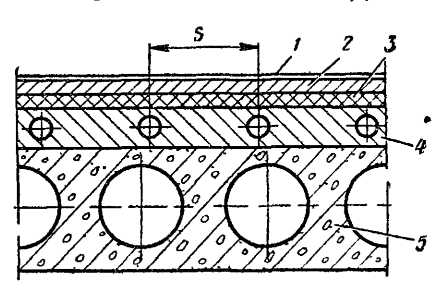


Рис VIII 4 Размещение бетонной отопительной панели в перекрытии со сборным несущим настилом

1 — линолеум, *2* — цементная стяжка, *3* — тепловая изоляция, *4* — отопительная панель, *5* — многопустотные железобетонные плиты

2) **приставные** — греющие бетонные панели, изготовленные отдельно и смонтированные рядом или в выемках строительных конструкций.

Совмещенные панели наиболее полно отвечают задачам комплексной механизации строительства зданий — система отопления монтируется в процессе сборки здания. При использовании приставных панелей степень индустриальности монтажа зависит от вида панелей. Так, монтаж горизонтальных потолочных или напольных панелей требует бо̀льших затрат ручного труда, чем монтаж стеновых панелей Монтаж перегородочных панелей проще, чем монтаж протяженных плинтусных.

Рассмотрим конструкцию отопительных панелей в зависимости от их размещения в помещении.

Потолочные и напольные панели. Совмещенная потолочная отопительная панель изображена на рис. VIII.3. Панель используется при условии, что температура теплоносителя поддерживается на невысоком уровне (до 55—60° С)

Трубы помещают в бетон несущей части междуэтажного перекрытия таким образом, чтобы под ними было достаточно места для размещения арматуры, необходимой для увеличения прочности бетона и улучшения передачи тепла вниз.

В качестве теплоизоляции применяют пробку или другие малотеплопроводные материалы, способные выдержать давление со стороны пола. Пол выполняется из рулонных материалов по стяжке или деревянным (из сухой древесины).

При температуре теплоносителя выше 60° С (60—90° С) панели указанной конструкции размещают в помещениях длительного пребывания

людей только в периметральной зоне потолка, образуя «контурные» панели (см. ниже).

На рис. VIII.4 представлена приставная потолочная отопительная панель, использующаяся при наличии сборного железобетонного настила.

Греющая панель может быть изготовлена в заводских условиях в виде секций, соединяемых одна с другой на строительстве, или забетонирована поверх уложенного сборного настила в здании после проклад-

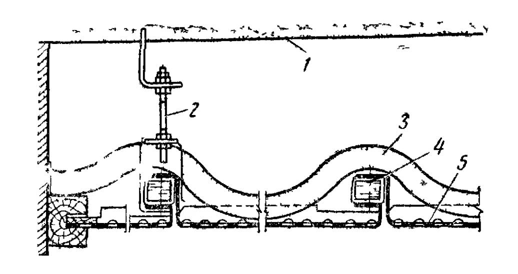


Рис. VIII.5. Подвесная потолочная отопительная панель

1 — перекрытие; 2 — подвеска; 3 — тепловая изоляция, 4 — труба с теплоносителем, 5—перфорированные металлические листы

ки, сварки и испытания труб. При втором способе производства работ сроки строительства зданий увеличиваются, что является его недостатком.

Данную конструкцию греющей панели следует отнести скорее к напольно-потолочным панелям, так как часть тепла, хотя и меньшая, передается наверх через пол. Примером такой конструкции служат бетонные отопительные лестничные площадки жилых зданий.

Подобная конструкция используется также в тех случаях, когда необходимо бо̀льшую часть тепла передавать через пол (например, при устройстве теплого пола в вестибюле здания). При этом тепловая изоляция исключается совсем или размещается под трубами, а иногда подвешивается под перекрытием.

Характерной конструкцией приставной потолочной панели является подвесной потолок из тонких перфорированных стальных или алюминиевых листов, прикрепленных к трубам с теплоносителем (рис. VIII.5). Такая конструкция, применяющаяся с небольшими отличиями во многих европейских странах (в Англии, Франции, Швейцарии, Норвегии и др.), обеспечивает звукоизоляцию помещений, имеет малую тепловую инерцию, что позволяет автоматизировать действие системы отопления, дает возможность повышать параметры теплоносителя, не превосходя допустимой температуры поверхности панели (последнее относится также и к предыдущей конструкции). Пространство над подвесным потолком может использоваться для прокладки труб и кабелей, размещения светильников и воздуховодов.

Греющие панели в виде подвесных потолков, помимо перечисленных достоинств, позволяют также производить ремонт в процессе эксплуатации без вскрытия основных строительных конструкций. Однако междуэтажные перекрытия здания при таких панелях усложняются по конструкции, возрастают их масса и толщина, а следовательно, и высота здания. Монтаж такой системы отопления может производиться только после сборки основных строительных конструкций, а при такой последовательности работ увеличиваются сроки строительства зданий.

Подвесной обогреваемый потолок часто дополняется со стороны по-

мещения штукатурным слоем или съемными звукопоглощающими плитами.

Стеновые панели. Применение горизонтальных потолочных и напольных панелей, особенно приставной конструкции, усложняет монтаж и задерживает сдачу здания в эксплуатацию. Более прогрессивными в этом отношении считаются вертикальные стеновые панели.

Стеновые отопительные панели подразделяются на плинтусные, подоконные и перегородочные. Каждая из указанных панелей, отличаясь высотой и местом расположения в помещении, может быть с односторонней и двухсторонней теплоотдачей.

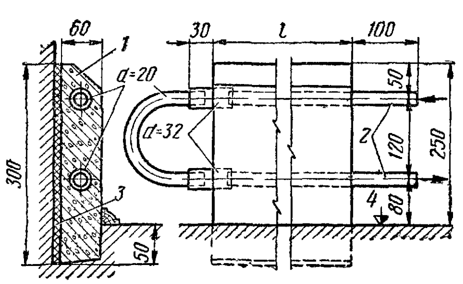


Рис. VIII.6. Плинтусная приставная бетонная отопительная панель

1 — бетон; 2 — концы греющих труб для присоединения к стояку; 3 — тепловая изоляция; 4 — поверхность чистого пола

Для обеспечения односторонней теплоотдачи панели с тыльной стороны покрывают тепловой изоляцией и приставляют вплотную или совмещают с основными строительными конструкциями. Наиболее часто для односторонней теплоотдачи используют плинтусные и подоконные панели. Перегородочные панели, заменяющие часть внутренних перегородок или включенные в них, передают тепло в два соседних помещения.

Плинтусные отопительные панели, заменяющие собой плинтус, получили распространение в магазинах, выставочных залах и других подобных помещениях в странах с умеренным климатом (США, Англии). В Советском Союзе плинтусные нагревательные приборы используют для отопления детских учреждений, причем применяют отопительные панели из бетона марки 150—200 (рис. VIII.6).

За рубежом применяются чугунные или стальные плинтусные отопительные панели, представляющие собой большей частью пустотелые элементы с гладкой поверхностью толщиной 45—60 мм и высотой 150—300 мм, по форме напоминающие деревянные плинтусы. Панели с двухсторонней теплоотдачей такого типа снабжаются с задней стороны вертикальными ребрами; теплоотдача их возрастает на 60% по сравнению с плоской плинтусной панелью, отдающей тепло в одну сторону.

Исследованиями установлено, что разность между температурой воздуха под потолком и у пола помещений, отапливаемых плинтусными панелями, составляет не более 1°, тогда как при радиаторном отоплении она доходит до 3°. Кроме того, наблюдается относительное повышение температуры воздуха у пола и температуры поверхности пола и стен в нижней зоне помещений, что особенно важно для детских комнат.

При отоплении помещений плинтусными панелями температура воздуха по условиям комфорта принимается равной расчетной температуре для конвективного отопления.

Недостатком плинтусных панелей является значительная их протяженность, за счет чего сокращается рабочая площадь помещений.

Подоконные бетонные отопительные панели устанавливают в тех местах под окнами помещений, где обычно размещают металлические отопительные приборы. Панели могут быть как совмещенными со сте-

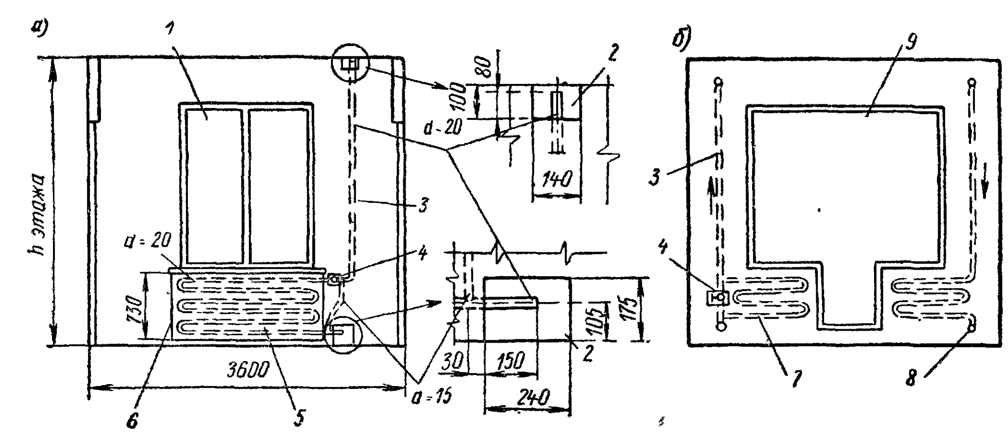


Рис. VIII.7. Наружные стены с отопительными стояками и подоконными бетонными панелями

а — приставной, *б* — совмещенными; *1* — окно; *2* — выемка для сварки труб стояка; *3* — однотрубный стояк, *4* — регулирующий кран; *5* — приставная отопительная панель; *6* — шов; *7* — совмещенная отопительная панель, *8* — конец трубы стояка, выступающий в помещение; *9* — окно с балконной дверью

ной, так и приставными или вставленными в выемку (нишу) в стене (рис. VIII.7).

Совмещенные панели вместе с отопительными стояками (рис. VIII.7, *б*) бетонируют в заводских условиях одновременно с изготовлением стеновых панелей для полносборных домов. На поверхность стеновой панели выходит лишь верхняя часть регулирующего крана. Стояк, заделанный в бетон, является частью нагревательной поверхности отопительной панели. Греющие панели подобного типа удачно компонуются как с трехслойными, так и с однослойными стеновыми панелями. На рисунке показан бифилярный стояк однотрубной системы отопления с открытым соединением (со стороны помещения) его поэтажных элементов.

На рис. VIII.7, *а* изображен замоноличенный однотрубный стояк с приставной подоконной бетонной отопительной панелью, вставленной в нишу, и скрытым соединением труб стояка.

Приставные подоконные панели (рис. VIII.8) бывают с односторонней (рис. VIII.8, *а*) и двухсторонней (рис. VIII.8, *б*, *в*) теплоотдачей с их поверхности. Такие панели соединяются как обычные отопительные приборы с трубами системы отопления.

При использовании панелей с двухсторонней теплоотдачей уменьшается плотность теплового потока с лицевой поверхности, но увеличивается общее количество тепла, передаваемого в помещение на единицу длины панели, а также сокращается бесполезная потеря тепла наружу по сравнению с панелью, вплотную приставленной или совмещенной со стеной. Однако такая панель с труднодоступным конвектив-

ным каналом уступает в санитарно-гигиеническом отношении панели с односторонней теплоотдачей.

Оригинальна конструкция, сочетающая отопительную панель с каналом для подачи свежего воздуха в отапливаемое помещение (рис. VIII.8, *в*), разработанная в Ленинграде. Тепловая изоляция в этой

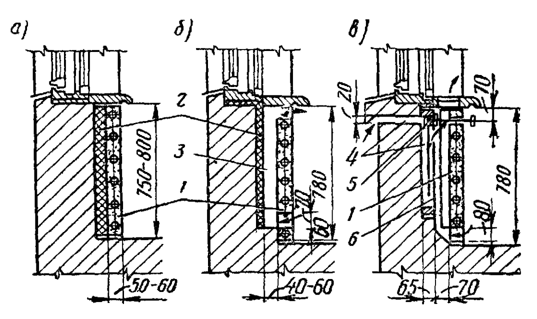


Рис. VIII.8. Подоконные приставные бетонные отопительные панели

а—с односторонней теплоотдачей; *б*—с двухсторонней теплоотдачей; *в* — с двухсторонней теплоотдачей и каналом для подачи наружного воздуха; *1* — отопительная панель; *2* — тепловая изоляция; *3* — конвективный канал; *4* — приточный канал; *5*—запорный клапан; *6* — стальной экран

конструкции отсутствует, а часть теплового потока, обычно бесполезно уходящая наружу, используется для нагревания приточного воздуха. Однако в многоэтажных зданиях такая конструкция панелей не применяется из-за неравномерности и неустойчивости движения воздуха в приточных каналах на различных этажах.

При использовании подоконных отопительных панелей допустима максимальная температура их поверхности. Поэтому такие панели получаются меньших размеров, чем панели других типов. При расположении их в отапливаемом помещении сокращается холодная поверхность наружных стен, уменьшается зона распространения холодного воздуха от окон, становится возможным регулирование теплоотдачи и не затрудняется расстановка предметов.

Перегородочные бетонные отопительные панели толщиной 80—120 мм применяются с различно расположенными греющими трубами (рис. VIII.9). Трубы в перегородочной панели, как и в подоконной, могут быть выполнены по однотрубной схеме с замыкающим участком (рис. VIII.9, *а*), по двухтрубной (рис. VIII.9, *б*) и по бифилярной (рис. VIII.9, *в*) схемам. Перегородочные панели с горизонтально подпотолочным («ригельные» панели) или периметральным («контурные» панели) расположением труб (см. рис. VIII.10, *б*) широкого распространения не получили.

Перегородочная панель примыкает к наружной стене и включает в себя отопительный стояк, благодаря чему открытых труб в помещении нет. При двухсторонней теплоотдаче не требуется тепловой изоляции, отсутствует бесполезная потеря тепла и несколько уменьшается расход металла.

Недостатками перегородочной панели являются одинаковая теплопередача в два смежных помещения обычно с различными теплопотерями и невозможность регулирования теплопоступления в каждое помещение, помимо таких недочетов, как наличие щели в месте примыкания панели к перегородке и ограниченная возможность расстановки предметов в помещении.

Следует отметить, что путем асимметричного расположения труб в толще панели можно изменить теплопередачу через правую и левую поверхности перегородочной панели. Так, испытания показали, что при

расположении труб на расстоянии 30 мм (до оси), например, от правой поверхности панели толщиной 120 мм вправо поступает 58—60%, влево 42—40% общего теплового потока (шаг труб соответственно 150 и 100 мм). Однако асимметричное расположение труб в толще панели вносит затруднения в типизацию, изготовление и монтаж панелей.

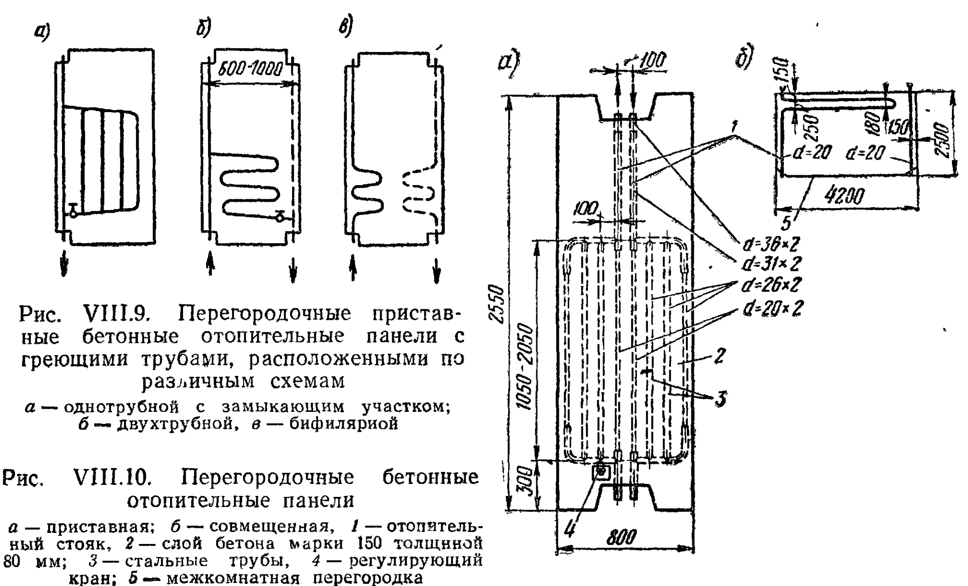


Рис. VIII.9. Перегородочные приставные бетонные отопительные панели с греющими трубами, расположенными по различным схемам

а — однотрубной с замыкающим участком; *б* — двухтрубной, *в* — бифилярной

Рис. VIII.10. Перегородочные бетонные отопительные панели

а — приставная; *б* — совмещенная, *1* — отопительный стояк, *2* — слой бетона марки 150 толщиной 80 мм; *3* — стальные трубы, *4* — регулирующий кран; *5* — межкомнатная перегородка

На рис. VIII.10, кроме совмещенной панели (рис. VIII.10, *б*), дается пример приставной перегородочной бетонной отопительной панели с бифилярным движением теплоносителя (рис. VIII.10, *а*), применяемой в однотрубной системе отопления с нижней разводкой обеих магистралей.

§ 83. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И СХЕМЫ СИСТЕМ ПАНЕЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Теплоносителем в системах панельного отопления является преимущественно горячая вода. При использовании воды благодаря ее относительно невысокой температуре разогревание бетонных панелей происходит медленно и не сопровождается возникновением трещин, что бывает при быстром нагревании панелей паром. Применение воды позволяет проводить центральное качественное регулирование систем.

При циркуляции воды по стальным трубам панелей внутренняя коррозия их происходит менее интенсивно, чем при использовании пара.

Вследствие значительной тепловой инерции бетонных панелей важное свойство пара — быстро нагревать помещения — в известной степени утрачивает свое значение. По этим причинам пар редко применяется в центральных системах панельного отопления.

Использование нагретого воздуха как теплоносителя в системах па-

нельного отопления позволяет экономить металл, не создает опасности течей, упрощает монтаж и ремонт систем.

Однако для применения воздуха в системах панельного отопления необходимо устраивать каналы значительных размеров как во внутренних стенах, так и в перекрытиях здания. Следует отметить, что в качестве таких каналов могут быть использованы пустоты блочных и панельных внутренних стен, а также железобетонных настилов. Первой попыткой в этом направлении было осуществление в 1951 г. системы потолочно-лучистого отопления трехэтажного жилого дома в Севастополе, заброшенной впоследствии из-за дефектов монтажа и замененной радиаторной системой. Более удачными оказались подобные системы, пущенные в эксплуатацию в 1959—1960 гг. в Харькове.

Нагревание панелей электричеством может быть осуществлено без больших затруднений. В частности, благодаря работам советских ученых можно применять греющие панели из токопроводящей листовой резины с температурой поверхности, не превышающей 40° С; панели из электропроводного бетона с заданными электрическими свойствами (так называемый «бетэл»). Однако электрическое отопление отличается увеличенными эксплуатационными затратами по сравнению с другими видами отопления в районах с высоким тарифом на электроэнергию.

Расчетная температура воды, обогревающей стеновые бетонные панели, обычно не выходит за пределы 100° С. Расчеты и исследования показывают, что температура поверхности бетонных панелей может быть ниже температуры теплоносителя на 20—40°. Поэтому при температуре воды 130° С температура поверхности панелей может быть на уровне 90—95° С, допустимом для низких стеновых панелей (высотой до 1 м от пола). Однако из-за возможности дегидратации цементного камня и снижения прочности бетона ограничивают предельную температуру воды 100° С.

Если в системе отопления здания в качестве отопительных приборов выбирают только бетонные панели, то расчетную температуру горячей воды принимают при стеновых отопительных панелях 95° С; при напольно-потолочных отопительных панелях ниже 95° С в зависимости от конструкции и размеров панелей, а также допустимой температуры на их поверхности.

Если бетонные отопительные панели устанавливают только в отдельных специальных помещениях, то расчетную температуру горячей воды выбирают по условиям отопления основных помещений зданий, а бетонные панели присоединяют, если это возможно, к подающей магистрали (обычно стеновые панели) или к обратной магистрали (обычно напольно-потолочные панели) системы отопления.

Так, например, для нагревания напольных панелей во входном вестибюле здания используется обратная вода основной системы отопления с расчетной температурой 70° С. При этом понижение температуры воды в панелях определяется в зависимости от тепловой мощности панелей и количества воды, пропускаемой через них (чаще всего перепад температуры воды в панелях выдерживается в пределах 5—10°).

Водяные системы отопления с бетонными отопительными приборами выполняются однотрубными и двухтрубными с нижней и верхней разводкой магистралей.

При горизонтальных напольно-потолочных бетонных панелях исполь-

зуются двухтрубные системы отопления. На рис. VIII.11 изображена часть стояка двухтрубной системы с «опрокинутой» циркуляцией воды: обратная вода поднимается наверх. Движение воды снизу вверх способствует уносу воздушных скоплений из горизонтальных змеевиков панелей. Каждая отопительная панель *1* независимо от другой может отключаться кранами *4*, опорожняться через спускной кран *5*, ремонтироваться и промываться.

На рис. VIII.12 показано присоединение двух напольных бетонных панелей к обратной магистрали основной системы отопления. Количество воды в напольных панелях *1* регулируется при помощи крана *7* на

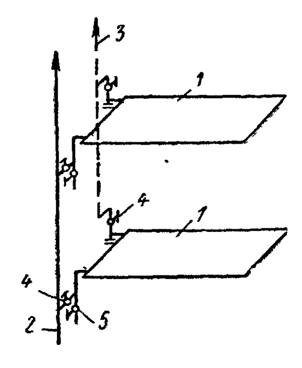


Рис. VIII.11. Схема двухтрубного стояка с «опрокинутой» циркуляцией воды

1 — напольно-потолочная бетонная отопительная панель; *2* — подающий стояк; *3* — обратный стояк, *4* — запорный кран; *5* — спускной кран

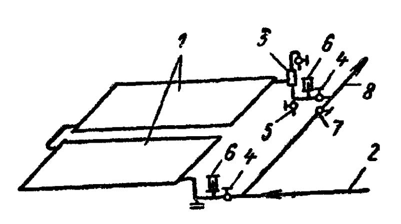


Рис. VIII.12. Схема присоединения напольных панелей к водяной системе отопления

1 — напольная бетонная отопительная панель; *2* — обратная магистраль системы отопления; *3* — воздухосборник; *4* — запорный кран; *5* — спускной кран; *6* — термометр; *7* — регулирующий кран на обводной трубе, *8* — обратная магистраль в тепловой пункт здания

обводной трубе и степень ее охлаждения контролируется термометрами *6*. Воздух удаляется через воздухосборник *3*, установленный в повышенной части обратной трубы панелей перед ее опуском к основной обратной магистрали. Напольные панели могут отключаться кранами *4* и опорожняться через спускной кран *5*.

Плинтусные бетонные отопительные панели чаще всего соединяют по несколько штук в горизонтальные цепочки, в которых вода движется по бифилярной схеме (см. рис. I.7, *д* и IV.37, *б*). Цепочки плинтусных панелей присоединяют к вертикальным однотрубным или двухтрубным стоякам.

При вертикальных подоконных и перегородочных бетонных панелях стояки преимущественно делают однотрубными. Горячая вода подается по таким стоякам к панелям снизу вверх. Направление движения воды в стояках отмечено стрелками на рис. VIII.7, VIII.9 и VIII.10. Схемы стояков не отличаются от указанных в главе IV (см. рис. IV.25—IV.29). При совместном использовании в системе отопления бетонных панелей и водоемких отопительных приборов последние для ограничения количества протекающей воды снабжают кранами повышенного сопротивления, так как гидравлическое сопротивление греющих змеевиков панелей заметно превышает сопротивление емких приборов.

§ 84. ПЛОЩАДЬ И ТЕМПЕРАТУРА ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Площадь теплоотдающей поверхности отопительной панели $F_{пан}$ входит в рассмотренные выше уравнения теплового баланса и в формулу (VIII.22), выведенную для определения средней температуры внутренней поверхности ограждений, не обогреваемых теплоносителем.

Расчеты панельных систем отопления показывают, что доля нагреваемой части общей поверхности ограждений помещения ($F_{пан}/F_о$) колеблется от 8 до 20%. По американским данным, относящимся к потолочному лучистому отоплению, рекомендуется принимать нагреваемую часть ограждений в размере 23% в холодной местности, 20% в более теплой и 17% при мягком климате или очень хорошей тепловой изоляции здания.

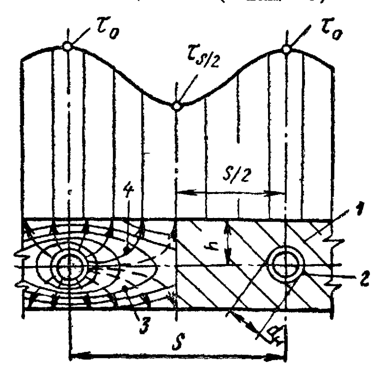


Рис. VIII.13 Схема изотерм и линий тепловых потоков в массиве бетона и график изменения температуры поверхности отопительной панели

1 — бетонная панель, 2 — стальная труба; 3 — линия изотермы; 4 — линия теплового потока

Площадь отопительной панели, т. е. размеры ее нагревательной поверхности, определяется прежде всего величиной теплопотери помещения. При равных теплопотерях на площадь панели влияет температура ее поверхности.

Температура поверхности бетонной отопительной панели зависит от диаметра d и шага s греющих труб, глубины h их заложения и теплопроводности λ бетона, температуры теплоносителя $t_т$ и помещения $t_н$, т. е.

$$\tau_п = f(d, s, h, \lambda, t_т, t_н). \qquad \text{(VIII.24)}$$

Среди этих шести переменных четыре изменяются в сравнительно узких пределах или могут быть заранее определены: диаметр труб (обычно $d_у = 15$ и 20 мм), теплопроводность бетона, температура теплоносителя и помещения. Следовательно, для каждого диаметра труб при определенных λ, $t_т$ и $t_п$ температура поверхности отопительной панели зависит от шага и глубины заложения труб. Эта зависимость видна на рис. III.6, где дается сопротивление теплопроводности массива бетона при различных s и h.

В массиве бетона вокруг каждой греющей трубы образуется температурное поле, на котором можно построить кривые линии — концентрические (изотерм) и радиальные, показывающие направление тепловых потоков. На рис. VIII.13 на разрезе бетонной отопительной панели *1* с двухсторонней теплоотдачей изображены линии изотерм *3* (сплошные) и тепловых потоков *4* (пунктирные). Линии тепловых по-

токов начинаются от греющих труб *2* и заканчиваются на поверхности панели.

Температурное поле в массиве панели в стационарных условиях теплопередачи при постоянной температуре теплоносителя рассматривается как двухмерное и описывается дифференциальным уравнением Лапласа в частных производных.

Аналитическое решение дифференциального уравнения для построения температурного поля представляет собой сложную задачу. Обычно используют приближенные численные методы решения уравнения Лапласа, в том числе метод решения в виде конечных разностей. Этот метод заключается в составлении системы уравнений для определения температуры в заданных точках поверхности (обычно с последовательным приближением).

Изменение сопротивления теплопроводности массива бетона по различным направлениям от греющих труб делает поверхность отопительной панели неизотермичной. На рис. VIII.13 показан характер изменения температуры поверхности бетонной панели: наиболее высокая температура τ_0 наблюдается непосредственно вблизи труб, наиболее низкая температура $\tau_{s/2}$ — посередине между трубами (на расстоянии $s/2$ от оси труб).

На основании экспериментальных исследований выведена эмпирическая формула для определения средней температуры поверхности бетонной отопительной панели по температуре в двух характерных точках — над трубами τ_0 и между трубами $\tau_{s/2}$:

$$\tau_{пан} = \tau_{s/2} + k(\tau_0 - \tau_{s/2}), \qquad \text{(VIII.25)}$$

где k — коэффициент, характеризующий профиль температуры поверхности между греющими трубами

Коэффициент k зависит от шага и глубины заложения труб в бетон. Для отопительных панелей с шагом труб до 250 мм и глубиной заложения до 40 мм k=0,45, при шаге труб более 250 мм значение коэффициента k уменьшается до 0,33

В расчетах лучисто-конвективного теплообмена учитывается средняя температура нагревательной поверхности панели, отнесенная к условиям определения теплопотери помещения. Эта средняя температура поверхности панели, являясь расчетной, считается наивысшей температурой греющей поверхности в течение отопительного сезона.

Отвеченное положение достаточно обосновано для потолочных и стеновых отопительных панелей. Однако при напольных панелях, когда может быть продолжительная контактная теплопередача от панели к ступне человека, следует дополнительно контролировать местную температуру поверхности панели непосредственно над греющими трубами.

Предельную среднюю температуру поверхности потолочной отопительной панели вычисляют по формуле (VIII.2). Чаще всего эта температура в зависимости от высоты помещения с длительным пребыванием людей получается равной при высоте от 2,5 до 2,8 м — 28°, до 3 м — 30°, до 3,4 м — 31—33° С. Допустимая температура поверхности панели тем выше, чем больше расстояние от человека до панели и меньше ширина, а также площадь панели.

Допустимая средняя температура поверхности напольной панели зависит от назначения помещения и подвижности человека в нем. В детских и жилых комнатах эта температура не должна превышать

24° (а по оси греющих труб 35°), в производственных помещениях 26°. В помещениях с временным пребыванием людей (вестибюли, вокзалы, лестничные клетки, санитарные узлы) — 30°. В отдельных помещениях, где люди находятся в постоянном движении (закрытые бассейны и т. п.), температура поверхности напольных панелей может быть повышена до 31—34°; при эпизодическом пребывании людей (ангары и т. п.) — до 35° С.

Для стеновых отопительных панелей допустима наиболее высокая температура поверхности. Расчетная температура поверхности низких панелей, расположенных в зоне до 1 м от поверхности пола, принимается по действующим Строительным нормам и правилам от 75 до 95° С. Температура поверхности стеновых панелей в зоне выше 1 м от поверхности пола определяется по формуле (VIII.2), но во всяком случае по гигиеническим соображениям на высоте до 3,5 м не должна превышать 45° С, если помещение предназначено для длительного пребывания людей. Сверх 3,5 м эта температура не нормируется.

Принимая допустимую температуру поверхности, можно определить предварительную площадь отопительной панели $F'_{пан}$, м², по формуле

$$F'_{пан} = \frac{Q'_п}{\alpha_н (\tau_{пан} - t_в)}, \qquad \text{(VIII.26)}$$

где $Q'_п$ — теплопотеря помещения, вычисленная обычным способом, Вт (ккал/ч);

$t_в$ — расчетная температура воздуха при лучистом отоплении, °С;

$\alpha_н$ — коэффициент внешнего теплообмена, определяемый по формуле (III.13). Среднее значение коэффициента $\alpha_н$ в пределах практически возможного изменения температуры греющей поверхности $\tau_{пан}$ составляет:

для потолочной панели . .	7,9 (6,8)
» напольной » . .	9,9 (8,5)
» стеновой » . .	11,6 Вт/(м²·К) [10 ккал/(ч·м²·°С)]

Площадь панели, определенная по формуле (VIII.26), называется предварительной не только потому, что вычисляется с использованием приблизительных величин и соотношений, а скорее из-за того, что она обычно несколько отличается от окончательной, которая устанавливается в процессе конструирования панели с учетом конкретных условий размещения, подвода теплоносителя, типизации размеров и тому подобных ограничений. Однако предварительную площадь отопительной панели необходимо знать для проверки условий теплового комфорта в помещении и дальнейшего проектирования.

По поводу размещения отопительной панели в помещении можно добавить к известным уже положениям (см. главы II и III) следующее. В помещении с увеличенной поверхностью остекления целесообразно для уменьшения радиационного охлаждения людей и локализации потока холодного воздуха размещать панель с повышенной температурой поверхности под остеклением или в узкой полосе пола, прилегающей к наружному ограждению.

Если в помещении должна обогреваться только часть пола или потолка, то рекомендуется для приблизительно одинакового облучения

людей располагать отопительную панель в виде полосы по периметру помещения. При этом, как уже отмечалось, расчетная температура поверхности панели может быть несколько повышена.

Пример VIII.1. Требуется найти площадь бетонной отопительной панели, радиационную температуру и проверить условия теплового комфорта в палате площадью 36 м², расположенной на среднем этаже больницы Наружная стена 6,4×3,9 м и два двойных окна в ней размером 2×2,5 м имеют коэффициенты теплопередачи соответственно 1,05 (0,9) и 2,68 Вт/(м²·К) [2,3 ккал/(ч·м²·°С)]. Площадь наружной и трех внутренних стен 86,4 м². Теплопотери через наружные стену и окна, подсчитанные обычным способом, при расчетной температуре наружного воздуха —26 °С составляют 2267 Вт (1948 ккал/ч).

В палате проектируется потолочное панельно-лучистое отопление со стальными греющими трубами, заложенными в междуэтажное перекрытие.

1. Задаваясь средней температурой поверхности потолочной отопительной панели при высоте палаты около 3,5 м $\tau_{пан}=32$ °С, находим по формуле (VIII.26) предварительную площадь панели:

$$F'_{пан}=\frac{2267}{7,9\,(32-18,5)}=21,2\,м^2.$$

Температуру воздуха при лучистом отоплении принимаем на 1,5° ниже нормативной температуры воздуха для палат при конвективном отоплении $t_в=20-1,5=18,5$ °С.

2 Лучисто-конвективный теплообмен в палате рассчитываем по методу с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.19), принимая $\beta=0,16$, при общей поверхности ограждений помещения $F_о=86,4+(36\cdot2)=158,4$ м²:

$$k_э=\frac{(1,05\cdot6,4\cdot3,9)+(2,68-1,05)\cdot2\cdot2,5\cdot2}{158,4-21,2}\,1,16=$$

$$=\frac{(26,2+16,3)\,1,16}{137,2}=0,359\,Вт/(м^2\cdot К)\ [0,308\,ккал/(ч\cdot м^2\cdot°С)].$$

3. Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.18):

$$k'_э=\frac{1}{\frac{1}{0,359}-0,107}=0,373\,Вт/(м^2\cdot К)\ [0,32\,ккал/(ч\cdot м^2\cdot°С)].$$

4. Определяем среднюю температуру внутренней поверхности всех ограждений, не обогреваемых теплоносителем, по формуле (VIII 22):

$$\tau_{ср}=\frac{[5,41\cdot32+2,77\,(32-18,5)+0,373\cdot26]\,21,2-0,373\cdot26\cdot158,4}{(5,41-0,373)\,21,2+0,373\cdot158,4}=18,8°\,С.$$

Здесь по формуле (VIII.16)

$$\alpha_л=C_{пр}\cdot b=5,1\cdot1,06=5,41\,Вт/(м^2\cdot К)\ [4,66\,ккал/(ч\cdot м^2\cdot°С)],$$

$$b=0,81+0,005\,(32+18,8)=1,06;$$

$$\alpha_к=1,16\,(32-18,5)^{1/3}=2,77\,Вт/(м^2\cdot К)\ [2,38\,ккал/(ч\cdot м^2\cdot°С)].$$

5 Вычисляем действительную теплопотерю через наружные ограждения палаты по формуле (VIII 20):

$$Q_п=0,373\,(158,4-21,2)\,(18,8+26)=2293\,Вт\ (1970\,ккал/ч),$$

получившуюся весьма близкой к рассчитанной обычным способом (2267 Вт или 1948 ккал/ч).

6. Находим среднюю температуру поверхности ограждений помещения по формуле (VIII 5):

$$\tau_п=\frac{21,2}{158,4}\,32+\frac{158,4-21,2}{158,4}\,18,8=20,6°>t_в=18,5°\,С.$$

Так как по выражению (VIII.1) $\tau_п > t_в$, то способ отопления палаты относится к лучистому.

7. Определяем температуру помещения по рекомендации в § 9:

$$t_п = 0{,}5\,(t_в + t_R) = 0{,}5\,(18{,}5 + 20{,}6) = 19{,}55°\,С,$$

принимая $t_R = \tau_п$, и проверяем обеспечение теплового комфорта, вычисляя необходимую для этого радиационную температуру по формуле (VIII.4):

$$t_R = 1{,}57 t_п - 0{,}57 t_в = 1{,}57 \cdot 19{,}55 - 0{,}57 \cdot 18{,}5 = 20{,}15°\,С.$$

Действительная средняя поверхностная температура (20,6 °С) достаточно близка (*отклонение* $<1{,}5°$) *к требуемой радиационной температуре.*

8. Проверяем допустимость выбранной температуры поверхности панели ($\tau_{пан} = 32$ °С) при известной ее площади.

Средний размер панели $l = F_{пан}^{0,5} = 21{,}2^{0,5} = 4{,}6$ м и коэффициент облученности для стоящего человека при $y = 3{,}5 - 1{,}7 = 1{,}8$ м по формуле (VIII.3) равняется:

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0{,}8\,\frac{y}{l} = 1 - 0{,}8\,\frac{1{,}8}{4{,}6} = 0{,}687.$$

Допустимая температура поверхности потолочной отопительной панели по формуле (VIII 2)

$$\tau_{пан} \leqslant 19{,}2 + \frac{8{,}7}{\varphi_{ч-п}} = 19{,}2 + \frac{8{,}7}{0{,}687} \approx 32°\,С$$

оказалась равной предварительно выбранной температуре. Для сидящего человека ($y = 2{,}2$ м) допустимая температура повышается до 33,3°, для лежащего ($y = 2{,}8$ м) — до 36,1 °С.

Можно считать, что условия теплового комфорта в помещении палаты соблюдаются

Пример VIII.2. Требуется найти площадь подоконной бетонной отопительной панели, радиационную температуру и проверить условия теплового комфорта в палате для условий примера VIII.1.

1. Задаваясь средней температурой поверхности подоконной отопительной панели $\tau_{пан} = 75°$ С, находим по формуле (VIII.26) ее площадь:

$$F'_{пан} = \frac{2267}{12{,}85\,(75 - 20)} = 3{,}2\,м^2,$$

где

$$\alpha_н = (5{,}1 \cdot 1{,}28) + 1{,}66\,(75 - 20)^{1/3} = 6{,}52 + 6{,}33 =$$

$$= 12{,}85\,Вт/(м^2 \cdot К)[5{,}63 + 5{,}44 = 11{,}07\,ккал/(ч \cdot м^2 \cdot °С)];$$

$$b = 0{,}81 + 0{,}005\,(75 + 18{,}5) = 1{,}28.$$

Температуру воздуха принимаем равной нормативной температуре для палат при конвективном отоплении $t_в = 20$ °С.

2. Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (VIII.19):

$$k_э = \frac{(26{,}2 + 16{,}3)\,1{,}16}{158{,}4 - 3{,}2} = 0{,}318\,Вт/(м^2 \cdot К)\ [0{,}273\,ккал/(ч \cdot м^2 \cdot °С)].$$

3. *Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле* (VIII.18), считая $R_в = 0{,}114$ м²/Вт при конвективном отоплении

$$k'_э = \frac{1}{\frac{1}{0{,}318} - 0{,}114} = 0{,}33\,Вт/(м^2 \cdot К)\ [0{,}284\,ккал/(ч \cdot м^2 \cdot °С)].$$

4. Определяем по формуле (VIII.22)

$$\tau_{ср} = \frac{[6{,}52 \cdot 75 + 6{,}33\,(75 - 20) + 0{,}33 \cdot 26]\,3{,}2 - 0{,}33 \cdot 26 \cdot 158{,}4}{(6{,}52 - 0{,}33)\,3{,}2 + 0{,}33 \cdot 158{,}4} = 18{,}5°\,С.$$

5. Вычисляем теплопотери через наружные ограждения по формуле (VIII 20):

$$Q_п = 0,33\,(158,4 - 3,2)\,(18,5 + 26) = 2279 \text{ Вт } (1958 \text{ ккал/ч}),$$

получившиеся, как и в примере VIII.1, очень близкими к рассчитанной обычным способом.

6. Находим среднюю поверхностную температуру по формуле (VIII.5):

$$\tau_п = \frac{3,2}{158,4}\,75 + \frac{158,4 - 3,2}{158,4}\,18,5 = 19,6° < t_в = 20° \text{ C}.$$

Способ отопления помещения следует отнести к конвективному.

7. При температуре помещения, рекомендуемой для спокойного состояния людей, $t_в = 21$ °C (см. § 9) определяем необходимую по условию теплового комфорта радиационную температуру по формуле (VIII.4):

$$t_R = 1,57 \cdot 21 - 0,57 \cdot 20 = 21,6° \text{ C}.$$

Действительная средняя поверхностная температура (19,6 °C) значительно ниже необходимой радиационной температуры, поэтому $t_в$ должна быть повышена не менее чем на 1°.

Проверка предельно допустимой температуры поверхности низкой (высота менее 1 м) стеновой отопительной панели не производится, так как принятая температура (75° C) равна нормативной для больниц. При этом учитывается также кратковременность ее действия и экранирующее влияние мебели.

§ 85. РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Каждая бетонная отопительная панель передает тепло со всей своей внешней поверхности. Однако принято называть, подчеркивая величину основного теплового потока, панели приставные или встроенные в наружные ограждения панелями с односторонней теплоотдачей, панели, заменяющие внутренние ограждения (перекрытия, перегородки) или имеющие конвективный канал (см. рис. VIII.8, *б*, *в*), панелями с двухсторонней теплоотдачей. Фактически же для любой бетонной отопительной панели следует рассчитывать теплопередачу в обе стороны.

Для панели с односторонней теплоотдачей общая теплопередача складывается из теплового потока с лицевой поверхности, направленного в отапливаемое помещение, — лицевой теплопередачи $Q_{лиц}$ и тыльного теплового потока, направленного наружу, — тыльной теплопередачи $Q_{тыл}$ (рис. VIII.14):

$$Q_{пан} = Q_{лиц} + Q_{тыл}. \qquad \text{(VIII.27)}$$

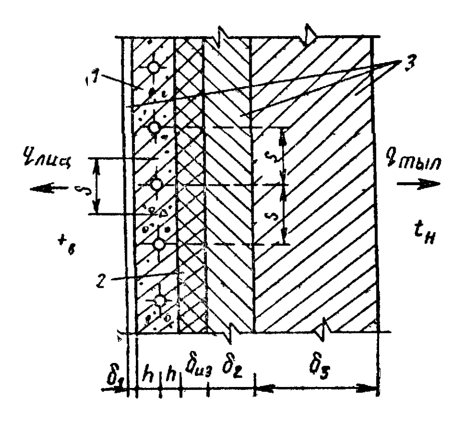
Для панели с двухсторонней теплоотдачей второе слагаемое в уравнении (VIII.27) выражает теплопередачу в соседнее помещение или в конвективный канал. Например, для напольно-потолочной панели можно написать:

$$Q_{пан} = Q_{пл} + Q_{пт}. \qquad \text{(VIII.27а)}$$

В частном случае для перегородочной панели с симметричным расположением греющих элементов в бетоне (см. рис. VIII.13) уравнение (VIII.27) принимает вид:

$$Q_{пан} = 2Q_{лиц}. \qquad \text{(VIII.27б)}$$

Лицевая теплопередача бетонной отопительной панели слагается из теплопередачи отдельных греющих труб, различным образом расположенных в панели. На рис. VIII.1 отмечено различие в положении труб, отражающееся на их теплопередаче: трубы названы средними, крайними и одиночными. Наиболее интенсивно передают тепло одиночные



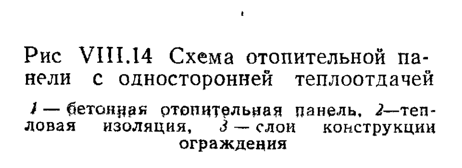


Рис VIII.14 Схема отопительной панели с односторонней теплоотдачей

1 — бетонная отопительная панель, 2—тепловая изоляция, 3 — слои конструкции ограждения

трубы, теплопередача крайних и особенно средних труб тормозится взаимным прогреванием бетонного массива соседними трубами.

Если известна теплопередача 1 м трубы, то лицевая теплопередача отопительной панели составит:

$$Q_{лиц} = q_{ср}\, l_{ср} + q_{кр}\, l_{кр} + q_{од}\, l_{од}, \qquad (VIII.28)$$

где $q_{ср}, q_{кр}, q_{од}$ — теплопередача 1 м средних, крайних и одиночных труб в бетонном массиве;

$l_{ср}, l_{кр}, l_{од}$ — длина соответствующих труб в панели.

Лицевая теплопередача 1 м трубы $q_{лиц}$ Вт/м [ккал/(ч·м)] определяется с учетом сопротивления теплопроводности отдельных слоев в конструкции панели, отделяющих теплоноситель с температурой $t_т$ от помещения, по формуле

$$q_{лиц} = \frac{t_т - t_п}{R_{лиц}}, \qquad (VIII.29)$$

где $t_п$ — температура помещения;

$R_{лиц} = R_в + R_{ст} + R_м + \Sigma R_i + R_н$ — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в помещение.

Очевидно, что сопротивление теплопередаче определяется по общей для всех отопительных приборов формуле (III 6). Особенность заключается в увеличенном сопротивлении теплопроводности массива бетона, как отмечалось в главе III, по сравнению с сопротивлением чугунной или стальной стенки прибора. Добавочные слои конструкции панели являются также дополнительным термическим сопротивлением.

В формуле (VIII.29) сопротивления теплообмену у внутренней поверхности трубы $R_в$, теплопроводности стенки трубы $R_{ст}$, массива бетона $R_м$, добавочных слоев R_i и теплообмену у внешней поверхности панели $R_н$ относятся к 1 м трубы. Поэтому при их определении учитывается площадь поверхности теплообмена на длине 1 м, а результат выражается в К·м/Вт (°С·м·ч/ккал).

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности 1 м трубы с учетом формулы (III.7) составляет:

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в F_в}, \tag{VIII.30}$$

где $F_в$ — внутренняя площадь поверхности теплообмена 1 м трубы. При внутреннем диаметре трубы $d_в$ для панелей с односторонней теплоотдачей $F_в = \pi d_в$, с двухсторонней $F_в = \frac{1}{2}\pi d_в$, м^2.

Сопротивление теплопроводности стенки 1 м трубы с учетом формулы (III.10) равняется:

$$R_{ст} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст} F_{ст}}, \tag{VIII.31}$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубы;

$F_{ст}$ — средняя площадь стенки 1 м трубы. Если наружный диаметр трубы $d_н$, то для панелей с односторонней теплоотдачей $F_{ст} = \frac{1}{2}\pi(d_в + d_н)$, с двухсторонней $F_{ст} = \frac{1}{4}\pi(d_в + d_н)$ м^2.

Сопротивление теплопроводности массива бетона определяется с учетом формулы (III.11):

$$R_м = \frac{R''_м}{\lambda_м} \tag{VIII.32}$$

в зависимости от положения греющих труб в панели. Здесь $\lambda_м$ — действительное значение теплопроводности массива бетона.

Сопротивление теплопроводности добавочных слоев панели (на рис. VIII.14 изображен один добавочный слой толщиной δ_1) вычисляется по формуле

$$\sum R_i = \frac{1}{s}\sum\frac{\delta_i}{\lambda_i}, \tag{VIII.33}$$

где s — внешняя площадь поверхности теплообмена, приходящаяся на 1 м трубы (см. рис. VIII.14).

Наконец, сопротивление теплообмену у внешней поверхности панели определяют по формуле

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н s}, \tag{VIII.34}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент внешнего теплообмена, определяемый по формуле (III.13).

Пример VIII.3. Требуется определить лицевую теплопередачу 1 м средних стеклянных труб диаметром 18×3 мм, заделанных с шагом 80 мм в бетонную стеновую панель толщиной 60 мм с односторонней теплоотдачей, если расход воды 30 кг/ч и разность температуры $t_т - t_п = 65°$ С Панель оклеена обоями толщиной 2 мм Теплопроводность: бетона — 1,37 (1,18), стекла — 0,815 (0,7), бумаги—0,175 Вт/(м·К) [0,15 ккал/(ч·м·°С)]

1. Коэффициент теплообмена у внутренней поверхности трубы $d_в = 12$ мм находим по формуле М А Михеева: при расходе воды 30 кг/ч $\alpha_в = 570$ Вт/(м^2 К) [490 ккал/(ч·м^2·°С)].

Сопротивление теплообмену у внутренней поверхности 1 м трубы по формуле (VIII.30) составляет:

$$R_в = \frac{1}{570 \cdot 3,14 \cdot 0,012} = 0,0465 \text{ К·м/Вт } [0,054 \text{ °С·м·ч/ккал}].$$

2 Рассчитываем сопротивление теплопроводности стенки стеклянной трубы длиной 1 м по формуле (VIII 31).

$$R_{ст} = \frac{2 \cdot 0,003}{0,815 \cdot 3,14\,(0,012+0,018)} = 0,078 \text{ К·м/Вт } [0,091\ °\text{С·м·ч/ккал}].$$

3 Определяем при $h = \frac{0,06}{2} = 0,03$ м, $\frac{h}{d_н} = \frac{0,03}{0,018} = 1,67$, $\frac{s}{d_н} = \frac{0,08}{0,018} = 4,44$ сопротивление теплопроводности массива бетона по графику в Справочнике проектировщика (см ссылку в § 26), составленному для теплопроводности бетона 1 ккал/(ч·м·°С), $R'_м = 0,43$ °С·м·ч/ккал.

Действительное сопротивление, отнесенное к 1 м трубы, находим по формуле (VIII 32):

$$R_м = \frac{0,43}{1,163 \cdot 1,18} = 0,313 \text{ К·м/Вт } [0,365\ °\text{С·м·ч/ккал}].$$

4 Вычисляем сопротивление теплопроводности слоя бумаги (обоев) по формуле (VIII 33):

$$R_б = \frac{0,002}{0,08 \cdot 0,175} = 0,143 \text{ К·м/Вт } [0,167\ °\text{С·м·ч/ккал}].$$

5. Подсчитываем предварительное сопротивление теплообмену у внешней поверхности панели по формуле (VIII 34), принимая $\alpha_н = 11,6$ Вт/(м²·К) по примечанию к формуле (VIII 26):

$$R_н = \frac{1}{11,6 \cdot 0,08} = 1,0775 \text{ К·м/Вт } [1,25\ °\text{С·м·ч/ккал}].$$

6 Находим разность температуры поверхности панели и помещения:

$$\tau_{пан} - t_п = \frac{R_н\,(t_т - t_п)}{R_в + R_{ст} + R_м + R_б + R_н} =$$

$$= \frac{1,0775 \cdot 65}{0,0465 + 0,078 + 0,313 + 0,143 + 1,0775} = 42,2°\text{ С}.$$

7. Рассчитываем действительные значения коэффициента $\alpha_н$ при полученной разности температуры по формуле (III 13):

$$\alpha_н = 5,1 \cdot 1,21 + 1,66 \cdot 42,2^{1/3} = 11,5 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

и сопротивления теплообмену по формуле (VIII.34):

$$R_н = \frac{1}{11,5 \cdot 0,08} = 1,087 \text{ К·м/Вт } [1,265\ °\text{С·м·ч/ккал}].$$

8 Определяем лицевую теплопередачу 1 м средней стеклянной трубы в бетонной панели по формуле (VIII 29):

$$q_{лиц} = \frac{t_т - t_п}{R_{лиц}} = \frac{65}{0,0465 + 0,078 + 0,313 + 0,143 + 1,087} =$$

$$= 39 \text{ Вт/м } [33,5 \text{ ккал/(ч·м)}].$$

Тыльная теплопередача бетонной отопительной панели в наружный воздух, так же как и лицевая теплопередача, складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, т. е. определяется по формуле (VIII.28).

Тыльная теплопередача 1 м трубы $q_{тыл}$, Вт/м [ккал/(ч·м)], вычисляется с учетом сопротивления теплопроводности не только слоев панели, но и слоев конструкции наружного ограждения, отделяющих панель от наружного воздуха, по формуле

$$q_{тыл} = \frac{t_т - t_н}{R_{тыл} + R_{из}}, \qquad \text{(VIII.35)}$$

где $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха;

$R_{тыл} = R_в + R_{ст} + R_м + \Sigma R_i + R_н$ — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м трубы, К·м/Вт (°С·м·ч/ккал);

$R_{из}$ — сопротивление теплопроводности дополнительного слоя тепловой изоляции для уменьшения теплопотери через запанельный участок наружного ограждения (см. рис. VIII.14).

Сопротивления теплообмену у внутренней поверхности трубы $R_в$, теплопроводности стенки трубы $R_{ст}$ и массива бетона $R_м$ вычисляют как для панели с двухсторонней теплоотдачей. Поэтому при определении тыльной теплопередачи формула (VIII.30) записывается в виде:

$$R_в = \frac{2}{\alpha_в \pi d_в}, \qquad \text{(VIII.30a)}$$

а формула (VIII.31) принимает вид:

$$R_{ст} = \frac{4\delta_{ст}}{\lambda_{ст} \pi (d_в + d_н)}. \qquad \text{(VIII.31a)}$$

Тыльная теплопередача в большей степени, чем лицевая, зависит от сопротивления теплопроводности слоев наружной ограждающей конструкции (на рис. VIII.14 изображены два слоя толщиной δ_2 и δ_3). Тепловая изоляция увеличивает это сопротивление. Все же тыльная теплопередача по площади панели может быть больше теплового потока через наружное ограждение той же площади при отсутствии панели. Если считать возмещение этого теплового потока полезной теплопередачей панели, то дальнейшее возрастание тыльной теплопередачи панели будет связано с бесполезной затратой тепла.

Запишем общую полезную теплопередачу 1 м трубы бетонной отопительной панели, расположенной в наружном ограждении, имеющем коэффициент теплопередачи $k_{огр}$:

$$q_{пол} = q_{лиц} + k_{огр} s (t_в - t_н). \qquad \text{(VIII.36)}$$

Тогда дополнительная бесполезная теплопотеря через наружное ограждение, связанная с установкой отопительной панели, в расчете на 1 м греющей трубы панели составит:

$$q_{доп} = q_{тыл} - k_{огр} s (t_в - t_н). \qquad \text{(VIII.37)}$$

Известно, что существует нормативное ограничение теплопотери через 1 м² наружной стены с окнами, через покрытие и цокольное перекрытие здания (см. табл. II 8). Для того чтобы свести дополнительную бесполезную теплопотерю к нулю, следует по уравнению (VIII 37) приравнять тыльную теплопередачу 1 м трубы основной теплопотере через ограждение, подсчитанной обычным путем:

$$q_{тыл} = k_{огр} s (t_в - t_н).$$

Подставляя значение $q_{тыл}$ в формулу (VIII.35), получим:

$$\frac{t_т - t_н}{R_{тыл} + R_{из}} = \frac{s (t_в - t_н)}{R_{огр}}.$$

Отсюда находим необходимое сопротивление теплопроводности, К·м/Вт, тепловой изоляции, помещаемой за панелью:

$$R_{из} = \frac{R_{огр}}{s} \cdot \frac{t_т - t_н}{t_в - t_н} - R_{тыл} \qquad \text{(VIII.38)}$$

и толщину слоя, м, этой тепловой изоляции

$$\delta_{из} = R_{из}\,\lambda_{из}\,s. \qquad \text{(VIII.39)}$$

Расчетами установлено, что для уменьшения тыльной теплопотери бетонной отопительной панели (дополнительная теплопотеря не должна превышать 10%) сопротивление теплопроводности запанельного участка наружного ограждения в средней полосе СССР следует увеличивать не менее чем до 2К·м²/Вт при стеновой панели и в еще большей степени при напольной или потолочной панели.

Пример VIII.4. Требуется определить общую теплопередачу стеновой бетонной отопительной панели и толщину слоя тепловой изоляции при условии исключения дополнительной бесполезной теплопотери через запанельный участок наружной стены, если сопротивление теплопередаче стены $R_{н.с} = 0{,}95$ К·м²/Вт [1,1 °С·м²·ч/ккал], тепловая изоляция делается из пробковых плит с теплопроводностью $\lambda_{из} = 0{,}07$ Вт/(м·К) [0,06 ккал/(ч·м·°С)]. Приставная панель площадью $F_{пан} = 1{,}6$ м² имеет 14,3 м средних греющих стеклянных труб и 5,8 м крайних труб, расположенных с шагом $s = 80$ мм. Расчетная температура: теплоносителя $t_т = 85°$, внутреннего воздуха $t_в = 20°$, наружного воздуха $t_н = -26$ °С.

1. Лицевую теплопередачу 1 м средних стеклянных труб принимаем по расчету в примере VIII.3 равной 39 Вт/м (33,5 ккал/ч·м).

Лицевую теплопередачу 1 м крайних труб определяем по отдельному расчету в количестве 73,5 Вт/м (63 ккал/ч·м).

2. Вычисляем лицевую теплопередачу всей отопительной панели по формуле (VIII.28):

$$Q_{лиц} = q_{ср}\,l_{ср} + q_{кр}\,l_{кр} = 39 \cdot 14{,}3 + 73{,}5 \cdot 5{,}8 = 984 \text{ Вт (845 ккал/ч)}.$$

3. Находим тыльную теплопередачу всей отопительной панели, которая по условию должна быть равна обычной теплопотере через наружную стену:

$$Q_{тыл} = \frac{F_{пан}(t_в - t_н)}{R_{н.с}} = \frac{1{,}6\,(20 + 26)}{0{,}95} = 77 \text{ Вт (66 ккал/ч)}.$$

4. Общая полезная теплопередача отопительной панели по формуле (VIII.27) составляет:

$$Q_{пан} = Q_{лиц} + Q_{тыл} = 984 + 77 = 1061 \text{ Вт (911 ккал/ч)}.$$

5. Определяем сопротивление тыльной теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м средней трубы, с учетом результатов расчетов в примере VIII.3 и формул (VIII.30а) и (VIII.31а):

$$R_{тыл} = R_в + R_{ст} + R_м + \Sigma R_i + R_н = 2 \cdot 0{,}0465 + 2 \cdot 0{,}078 + \frac{0{,}24}{1{,}163 \cdot 1{,}18} +$$

$$+ \frac{0{,}95 - \dfrac{0{,}183}{1{,}163}}{0{,}08} + \frac{0{,}05}{1{,}163 \cdot 0{,}08} = 10{,}87 \text{ К·м/Вт [12,65 °С·м·ч/ккал]}.$$

6. Рассчитываем сопротивление теплопроводности тепловой изоляции по формуле (VIII.38):

$$R_{из} = \frac{0{,}95}{0{,}08}\,\frac{85 + 26}{20 + 26} - 10{,}87 = 28{,}65 - 10{,}87 = 17{,}78 \text{ К·м/Вт [20,7 °С·м·ч/ккал]}.$$

7. Толщина запанельного слоя пробковых плит по формуле (VIII.39) равна:

$$\delta_{из} = R_{из}\,\lambda_{из}\,s = 17{,}78 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}08 = 0{,}1 \text{ м}.$$

§ 86. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПАНЕЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Проектирование системы панельного отопления здания начинается с выбора вида отопительных панелей и мест их расположения в помещениях в зависимости от конструктивных и планировочных особенностей здания и характера отдельных помещений. Потом определяют расчетную температуру и предварительную площадь поверхности отопительных панелей, проверяют выполнение условий теплового комфорта и уточняют потерю тепла через ограждающие конструкции отапливаемых помещений.

Затем выбирают необходимое количество типоразмеров отопительных панелей. Тип панели определяется числом параллельных (средних и двух крайних) труб, размер — длиной панели (например, типоразмер панели, обозначенный П-6-1,6, имеет шесть параллельных труб, длина панели 1,6 м). Рекомендуется ограничивать число типов панелей в здании двумя-тремя при общем числе типоразмеров четыре — шесть.

Для выбора длины панелей каждого типа значения предварительной площади панелей или теплопотерь всех помещений объединяются в группы. Средняя величина теплопотери в пределах каждой группы должна отличаться не более чем на 15% от аналогичной величины в соседних группах. Для сокращения общего числа типоразмеров панелей в помещениях со значительной потерей тепла (например, в угловых комнатах, помещениях верхнего этажа) может быть установлено несколько отопительных панелей одинаковой или различной длины и даже различных типов, уже выбранных для других помещений.

Теплопередача панелей, предназначенных для каждого помещения, не должна отличаться от расчетных теплопотерь более чем на +10% и —5% (например, отопительную панель с полезной теплопередачей 700 Вт можно устанавливать в помещениях с теплопотерями 637—737 Вт).

Площадь отдельных напольно-потолочных панелей желательно принимать до 10—15 м² при длине не более 5 м исходя из удобства транспортирования и размещения панелей в помещениях.

После выбора параметров и расчета средней температуры теплоносителя в трубах панелей в зависимости от принятой схемы системы отопления здания проводятся окончательные конструирование и расчет теплопередачи панелей с уточнением ранее принятого размещения их в отапливаемых помещениях.

При проектировании системы отопления следует обращать внимание на обеспечение полного удаления воздуха из панелей, особенно горизонтальных, что достигается при совпадении направлений движения воды и воздуха в трубах панелей. Другими словами, предпочтение следует оказывать удалению воздуха через обратные трубы панелей.

Завершается проектирование панельного отопления, как обычно, гидравлическим расчетом труб с учетом длины, изгибов и соединений нагревательных элементов панелей. Тепловая нагрузка панелей принимается с учетом дополнительной бесполезной потери тепла через наружные ограждения, если она имеется.

При действии системы панельного отопления температура бетона в среднем на 20° ниже температуры труб и разница в удлинении вызывает растяжение бетона. Для предотвращения образования трещин в бетоне

расстояние между трубами панелей не должно быть слишком большим. В частности, для подоконных панелей оптимальным с учетом также экономических показателей считается шаг труб, равный 100—150 мм, для перегородочных панелей 80—120 мм. Кроме того, не следует быстро нагревать панели при пуске смонтированной системы отопления в зимний период.

Трубчатые нагревательные элементы, заделываемые в бетон, необходимо собирать и монтировать особо тщательно. Испытания их на прочность и плотность проводятся как на трубозаготовительном заводе (гидравлические испытания), так и на строительстве после присоединения к трубам системы отопления (испытания гидравлические и сжатым воздухом). Сварные трубы располагают в бетоне таким образом, чтобы их шов был обращен в помещение, что позволяет при необходимости устранять неплотность в шве трубы, которая обнаруживается по пятну или полосе сырости на поверхности панели.

Лицевую поверхность стеновых панелей можно отделывать штукатуркой и плитками, окрашивать клеевыми и масляными красками, оклеивать обоями. Отделочные слои уменьшают лицевую теплопередачу, что следует учитывать при ее расчете.

Подытожим положительные и отрицательные стороны панельно-лучистого отопления.

Достоинствами панельно-лучистого отопления являются лучшие санитарно-гигиенические показатели по сравнению с конвективным отоплением. Несколько пониженная температура воздуха и особенно поверхности панелей увеличенных размеров, повышенная температура поверхности всех ограждений способствуют благоприятному самочувствию людей в помещениях. Уменьшается отложение органической пыли на панелях, снижается запыленность воздуха в помещениях при незначительных конвективных токах (0,04—0,05 м/с). Оседающая на панелях пыль не подвергается возгонке при пониженной температуре их поверхности. Более равномерной становится температура воздуха в помещении в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Применение панельных систем способствует индустриализации заготовки и монтажа систем отопления, позволяет экономить металл, обычно расходуемый на отопительные устройства, т. е. дает заметный технико-экономический эффект.

При совмещенных панелях достигается экономия полезной площади, устраняются отопительные приборы и ниши для них, ухудшающие интерьер помещений.

Дополнительным достоинством систем панельно-лучистого отопления является возможность охлаждения помещения в летнее время (примерно на 4—6°), пропуская холодную воду по трубам панелей. При этом в отличие от систем отопления с металлическими приборами не наблюдается конденсации водяных паров, содержащихся в воздухе, на поверхности панелей (в сухой климатической зоне).

Недостатками систем панельно-лучистого отопления являются увеличение расхода стальных труб и трудность их ремонта, а также повышенная тепловая инерция по сравнению с обычными системами водяного отопления.

Бетонные панели, обладая более высокой теплоемкостью, чем металлические отопительные приборы, медленно прогреваются и охлаждаются. Так, например, при отключении панели при температуре поверхности 90° С понижение температуры до 40° происходит только через 3 ч. Прав-

да, при необходимости это позволяет делать перерывы в подаче теплоносителя.

Учитывая, что стальные трубы панелей могут быть заменены неметаллическими, можно считать, что этот недостаток вполне устраним. В связи с этим экономический эффект от применения панелей еще более возрастает.

При развитии централизованного теплоснабжения очищенной от примесей водой и при правильной эксплуатации системы панельного отопления можно избежать аварийного ремонта, вызываемого главным образом загрязнением греющих элементов панелей. Их частичный ремонт осуществляется сравнительно просто, так как для этого достаточно вскрыть защитный слой бетона, минимальная толщина которого 10 мм, а наиболее часто не превышает 15—25 мм.

Распространение панельно-лучистого отопления обусловлено обеспечением теплового комфорта в помещениях и соответствием характеру полносборного строительства зданий из облегченных панелей и объемных элементов.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Ральчук Н Т. Панельное отопление зданий. Киев, «Будівельник», 1964.

Шаповалов И. С. Проектирование панельно-лучистого отопления. М., Стройиздат, 1966

Гетчинсон Ф. Проектирование систем отопления и вентиляции (пер. с англ.). М., Госстройиздат, 1959.

Миссенар А. Лучистое отопление и охлаждение (пер. с франц.). М., Госстройиздат, 1961.

Мачкаши А. Лучистое отопление периметральными зонами потолка. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1959 № 8.

Указания по проектированию и осуществлению систем панельного отопления со стальными нагревательными элементами в наружных стенах крупнопанельных зданий. СН 398-69. М., ЦНТИ по гражданскому строительству и архитектуре, 1970.

Оцеп С. А. Лучистое отопление. М., Стройиздат, 1948.

Богословский В Н. Теплообмен в помещении с панельно-лучистой системой обогрева. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 9.

Киссин М. И. Расчет потерь тепла при лучистом отоплении. — В сб. трудов ЦНИПС, № 2 Вопросы отопления и вентиляции. М, Госстройиздат, 1952

Пономарева Н. К Основные гигиенические параметры систем лучистого отопления. — «Гигиена и санитария», 1957, № 8.

Новожилов В. И. О тепловом излучении и температурах поверхности нагревательных приборов при отоплении плоскими панелями. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 10.

Сканави А. Н. Метод расчета панельно-лучистого отопления. В сб. трудов Моспроекта, № 2. М., изд. Моспроекта, 1963.

Глава IX

РЕГУЛИРОВАНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 87. ПУСКОВОЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

При пуске систем отопления отдельных зданий, присоединенных к теплопроводам тепловых станций и ТЭЦ, требуется обеспечить пропорциональное тепловым нагрузкам распределение теплоносителя.

Необходимое распределение теплоносителя по отдельным системам может быть обеспечено с помощью задвижек и дросселирующих диафрагм на вводах в здания. Роль последних в системах, присоединенных к тепловым сетям через элеватор, выполняют сопла элеваторов.

При наличии в тепловых центрах приборов для учета расхода тепла расход высокотемпературного теплоносителя контролируется по их показаниям. В системах водяного отопления, присоединенных к наружным теплопроводам через элеватор, контроль за расходом высокотемпературной воды возможен по перепаду давления в элеваторе. Зная этот перепад и диаметр сопла элеватора, можно определить расход воды в сопле по формуле

$$G_с = 0{,}120 d_с^2 \sqrt{\Delta p_с}, \qquad \text{(IX.1)}$$

где $d_с$ — диаметр сопла, мм;

$G_с$ — расход воды, кг/ч;

$\Delta p_с$ — разность давления, Па.

При $\Delta p_с$, кгс/м^2,

$$G_с = 0{,}375 d_с^2 \sqrt{\Delta p_с}. \qquad \text{(IX.1a)}$$

В системах водяного отопления зданий, присоединенных к наружным теплопроводам без расходомера или элеватора, критерием достаточного расхода воды в системе является температура обратной воды. Повышение этой температуры по сравнению с расчетной по отопительному графику свидетельствует о повышенном, а снижение — о сниженном расходе воды в системе.

На практике даже при расходе тепла в соответствии с отопительным графиком необходимая температура в обслуживаемых помещениях может обеспечиваться не сразу. Причинами этого могут быть погрешности в расчете теплопотерь помещений, а также при назначении отопительного графика, несоответствие площади поверхности отопительных приборов требуемой по расчету, недостаточный учет переменного режима работы системы (вертикальное и горизонтальное разрегулирование) и пр.

В системах, присоединяемых к тепловой сети по зависимой схеме со смесительной установкой, основные недостатки могут быть устранены при наладке действия элеваторов и смесительных насосов путем изменения расхода подмешиваемой обратной воды.

Необходимое количество тепла, подаваемое в отапливаемые помещения, зависит от наружных климатических условий и от внутреннего теплового баланса помещения. Поэтому обеспечение необходимого температурного режима в отапливаемом помещении и поддержание наиболее экономичного режима работы системы центрального отопления возможны только при постоянном контроле и регулировании параметров системы.

Для наблюдения за работой отдельных элементов системы отопления устанавливают контрольно-измерительные приборы. Показания приборов снимают непосредственно на месте или приборы снабжают дистанционным сигнальным устройством, передающим импульс показания к месту, где находится обслуживающий персонал.

Чтобы привести систему отопления в соответствие с требуемым режимом работы, ее регулируют специальными устройствами. Использование ручной запорно-регулирующей аппаратуры наименее эффективно по расходу тепла и связано с напряженным трудом обслуживающего персонала, так как места наблюдения и регулирования размещаются в самых различных частях отопительной системы. Применяя автоматическое регулирование, можно достичь большего экономического эффекта и надежности в работе системы центрального отопления.

Теплопроводы системы отопления и отопительные приборы проектируют на максимальные теплопотери, определяемые при расчетной температуре наружного воздуха. При повышении температуры наружного воздуха теплопотери помещений, как правило, уменьшаются. Весьма важно установить зависимость изменения теплопотерь от температуры наружного воздуха, так как эта зависимость определяет характер регулирования систем отопления и расход топлива на отопление зданий.

Действующий в настоящее время график подачи тепла предполагает снижение теплопотерь помещений при любой температуре наружного воздуха по отношению к максимальным теплопотерям в соответствии со следующей зависимостью:

$$\overline{Q} = \Delta\overline{t} = \frac{t_в - t'_н}{t_в - t_н}, \qquad (IX.2)$$

где $\Delta\overline{t}$ — относительная разность температуры;
$\overline{Q}$ — доля максимальных теплопотерь;
$t_в$ — температура внутри помещений;
$t'_н$ — текущая температура наружного воздуха;
$t_н$ — температура наружного воздуха в расчетных условиях.

Реальная теплопотребность большинства зданий в той или иной степени не согласуется с зависимостью (IX.2). Это объясняется тем, что в тепловой баланс зданий помимо теплопередачи через ограждения, соответствующей этой зависимости, входят значительные затраты тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха, а также бытовые или технологические теплопоступления, не подчиняющиеся зависимости (IX.2).

В отдельных случаях может оказаться, что максимальные теплопотери зданий не совпадают с периодом минимальной температуры наружного воздуха и наблюдаются при более высокой температуре. Это может быть в районах с сильными ветрами, в зданиях с естественной вентиляцией, теплопотери которых в наибольшей степени зависят от количества инфильтрующегося воздуха.

Поэтому при составлении графика расхода тепла следует учитывать особенности зданий и климатические условия местности. С уменьшением теплопотерь необходимо снижать температуру поверхности отопительных приборов. Это можно наглядно показать на примере.

Пример IX.1. В помещении установлены радиаторы М-140; расчетные температуры воды и воздуха $t_г = 95°$, $t_о = 70°$, $t_{ср} = 82{,}5°$, $t_н = -26°$, $t_в = 18$ °С. Требуется найти $t'_{ср}$ при $t'_н = -17$ °С.

Количество тепла, отдаваемого 1 м² поверхности радиаторов, равно

$$q = k_{пр}\,\Delta t_{ср} = 7{,}85\,(82{,}5 - 18) = 506 \text{ Вт } (435 \text{ ккал/ч}).$$

При $t'_н = -17$ °С теплопотери помещений будут составлять долю от максимальных, равную:

$$\bar{Q} = \frac{18 - (-17)}{18 - (-26)} = 0{,}795.$$

В этом случае количество тепла, отдаваемого 1 м² поверхности радиаторов, должно быть равно:

$$q' = 0{,}795 \cdot 506 = 400 \text{ Вт } (345 \text{ ккал/ч}).$$

С учетом коэффициентов теплопередачи радиаторов М-140 получим $\Delta t' = 54{,}5°$. При этом средняя температура воды в отопительных приборах должна быть:

$$t'_{ср} = 18 + 54{,}5 = 72{,}5° \text{ С}.$$

Охлаждение помещений различно не только в течение отопительного сезона; оно может изменяться даже в течение одного дня. Температуру воздуха в отдельных помещениях желательно поддерживать постоянной или изменять по заданному закону (понижение температуры в ночные часы, в нерабочее время и пр.). Поэтому при эксплуатации систем водяного отопления количество тепла, подаваемого в здания, должно регулироваться в течение дня.

Системы регулирования, как известно, могут быть центральные (например, на тепловых станциях или ТЭЦ), местные (на вводе отапливаемого здания) и индивидуальные (в отдельных помещениях здания).

Центральное регулирование подачи тепла осуществляется с учетом следующих факторов, общих для всех отапливаемых зданий, присоединяемых к данной тепловой станции или ТЭЦ: температуры наружного воздуха, скорости ветра и постоянно действующих тепловыделений в зданиях.

Местное регулирование производится с учетом особенностей расположения данного здания (влияние ветра и солнечной радиации), его теплоустойчивости, транспортного запаздывания теплоносителя при движении от источника тепла до здания. Кроме того, в ряде случаев тепловая нагрузка из одного и того же центра должна отвечать задачам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения или, наконец, технологическому процессу предприятия. В таких случаях, конечно, невозможно выполнять одновременное регулирование подачи тепла к различным источникам, поэтому производится дополнительное местное регулирование.

Индивидуальное регулирование можно осуществлять, например, с помощью кранов двойной регулировки у отопительных приборов. Оно учитывает в основном различные требования к температуре воздуха находящихся в помещении людей и разные тепловыделения в помещениях.

Центральное регулирование может быть качественным, когда изменяется температура теплоносителя, и количественным, когда изменяется

расход теплоносителя при постоянной температуре подаваемой воды.

Местное регулирование может быть и качественным и количественным — так называемым «смешанным». Наконец, при паровом отоплении низкого и высокого давления местное регулирование подачи тепла может производиться «пропусками».

В широком диапа"оне местное регулирование может производиться при вакуум-паровых системах отопления.

§ 88. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Центральное регулирование систем водяного отопления производится по так называемому отопительному графику, устанавливающему связь между параметрами теплоносителя (температурой и расходом воды) и температурой наружного воздуха (в некоторых районах учитывается также и скорость ветра).

В настоящее время общепринятым является центральное качественное регулирование систем

Отопительный график при центральном качественном регулировании систем отопления с насосной циркуляцией определяется уравнениями:

$$t'_{г} = t'_{в} + \left(\frac{t_{г} + t_{о}}{2} - t_{в}\right) \overline{Q}^{\frac{1}{1+n}} + \frac{1}{2} \overline{Q} (t_{г} - t_{о}), \qquad \text{(IX.3)}$$

$$t'_{о} = t'_{в} + \left(\frac{t_{г} + t_{о}}{2} - t_{в}\right) \overline{Q}^{\frac{1}{1+n}} - \frac{1}{2} \overline{Q} (t_{г} - t_{о}), \qquad \text{(IX.4)}$$

где $t'_{г}$ и $t'_{о}$ — текущая температура соответственно подаваемой и обратной воды, °С;

$t'_{в}$ — текущая температура воздуха внутри помещений, °С;

$\overline{Q}$ — относительный расход тепла (отношение расхода тепла при текущей температуре наружного воздуха к расходу тепла при расчетной температуре).

Способ определения температуры воды в подающей и обратной магистралях при естественной циркуляции приводится в курсе «Отопление и вентиляция» проф Б. М Аше

Для упрощения расчетов Б. М Аше принимает чисто квадратичный закон сопротивления трению, между тем при естественной циркуляции теплоносителя и при течении в гидравлически гладких трубах сопротивление трению пропорционально скорости в степени $^{7}/_{4}$.

Кроме того, Б М. Аше не учитывает кинематическую вязкость воды, которая изменяется в значительных пределах, например при $t = 82{,}5°$ С $\nu \cdot 10^6 = 0{,}375$ м²/с; при $t = 45°$ С $\nu \cdot 10^6 = 0{,}601$ м²/с.

Однако, принимая квадратичный закон сопротивлений, Б. М. Аше получает простое решение задачи При уточненном расчете решение задачи может быть получено только путем последовательных приближений.

При течении в гидравлически гладких трубах при $4000 \leqslant Re \leqslant 100\,000$ согласно закону Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} = \frac{0{,}3164 \nu^{0{,}25}}{w^{0{,}25} d^{0{,}25}}. \qquad \text{(IX.5)}$$

Следовательно, удельная линейная потеря давления

$$R = \frac{0,3164\nu^{0,25}}{dw^{0,25}\,d^{0,25}}\,\frac{w^2\rho}{2} = \frac{0,3164\nu^{0,25}\,w^{1,75}\,\rho}{d^{1,25}\cdot 2}\ \text{Па/м}, \qquad \text{(IX.6)}$$

т. е. потеря на трение в гидравлически гладких трубах пропорциональна скорости в степени 1,75, обратно пропорциональна диаметру в степени 1,25 и пропорциональна кинематической вязкости в степени 0,25.

Коэффициенты местных сопротивлений в трубах с изменением Re изменяются незначительно, поэтому потери в местных сопротивлениях бу-

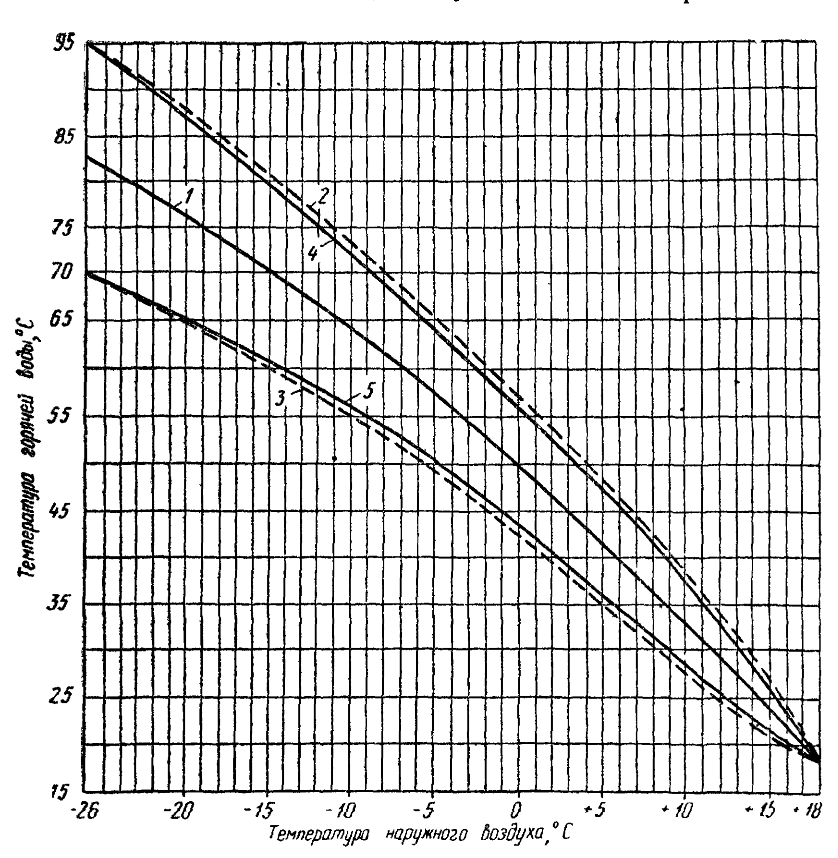


Рис. IX.1. График температуры воды в подающей и обратной магистралях при естественной и насосной циркуляции

1 — средней температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха, *2* — температуры горячей воды при естественной циркуляции; *3* — температуры обратной воды при естественной циркуляции, *4* — температуры горячей воды при насосной циркуляции, *5* — температуры обратной воды при насосной циркуляции

дем считать пропорциональными квадрату скорости. Допустим, что потери на трение составляют половину общих гидравлических потерь, а потери в местных сопротивлениях — вторую половину, тогда можем считать с незначительной погрешностью расчета, что в теплопроводах систем с естественной циркуляцией общие потери пропорциональны скорости движения жидкости в степени $\frac{1,75+2}{2} = 1,87$ и кинематической вязкости воды в степени $\frac{0,25}{2} = 0,125$.

Вместе с изменением температуры наружного воздуха и соответственно температуры горячей воды (кривая *2* на рис. IX.1) изменяется и температура обратной воды (кривая *3*), а также разность температуры горячей и обратной воды в котле.

Температуры горячей и обратной воды в котле (кривые *2* и *3*) получены по вышеприведенному уточненному расчету. В работе Б. М. Аше значения $t'_г$ несколько завышены по сравнению с приведенным более точным расчетом.

График изменения разности температуры горячей и обратной воды в котле приведен на рис. IX. 2.

С изменением средней температуры воды в отопительных приборах и разности температуры воды ($t_г$—$t_о$) изменяется количество воды, цир-

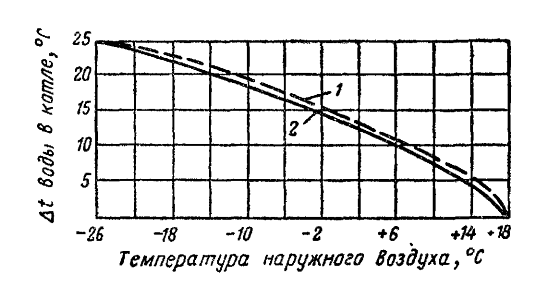


Рис. IX.2. Изменение разности температуры горячей и обратной воды в котле при естественной *1* и насосной *2* циркуляции

кулирующей в системе отопления. Это означает, что в системах вместе с качественным регулированием теплоносителя происходит и количественное регулирование.

В двухтрубных системах водяного отопления при насосной циркуляции можно пренебречь влиянием естественного давления от остывания воды в отопительных приборах нижнего этажа и принять с некоторым допущением, что масса воды, циркулирующей в системе при различной температуре наружного воздуха, незначительно изменяется при увеличении кинематической вязкости воды. Например, при $t_н = 3°$ С, что соответствует средней температуре воды в котле $t_{ср} = 45°$ С, по сравнению с $t_{ср} = 82{,}5°$С при $t_н = -26°$ С, имеем относительное уменьшение количества циркуляционной воды:

$$\bar{G} = \left(\frac{0{,}375}{0{,}601}\right)^{0{,}125} = 0{,}94, \text{ т. е. всего на } 6\%$$

В системах водяного отопления с насосной циркуляцией или работающих с помощью элеватора, присоединенного к тепловой сети, давление насоса или давление, передаваемое элеватором, во время всего отопительного сезона остается, по существу, постоянным [например, 10 000 Па (1000 кгс/м²)].

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды, главным образом в отопительных приборах, при расчетной температуре наружного воздуха и расчетном температурном перепаде 95—70° составляет весьма значительную величину 155 Па (15,9 кгс/м²) на 1 м превышения центра охлаждения отопительного прибора или стояка однотрубной системы над центром нагревания и достигает давления, например для приборов десятого этажа двухтрубной системы ~5000 Па (500 кгс/м²)

и для приборов первого этажа около 500 Па (50 кгс/м²). При средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона для Москвы это же естественное циркуляционное давление составляет 1900 Па (190 кгс/м²) и для приборов первого этажа — 190 Па (19 кгс/м²).

Следовательно, как при насосной, так и при естественной циркуляции воды одновременно с качественным регулированием автоматически происходит и количественное регулирование. При этом качественное регулирование должно быть таким, чтобы в результате получающегося «смешанного» регулирования обеспечивалась надлежащая температура помещений.

§ 89. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Паровую систему после монтажа необходимо тщательно промыть и продуть паром, причем предварительно нужно удалить золотники из вентилей и парозапирателей и снять или выключить конденсатоотводчики. При пуске систем парового отопления следует регулировать работу всех отопительных приборов. Для этой цели у контрольного тройника, установленного на конденсатопроводе за прибором, отвинчивают пробку. Затем при открытом таким образом конденсатопроводе производят внутреннее регулирование крана на подводке пара в отопительный прибор до тех пор, пока не прекратится поступление пара через открытый конденсатопровод.

В случае необходимости при неравномерном поступлении пара по отдельным ветвям производят регулирование ветвей, прикрывая установленные на них вентили или дроссель-клапаны.

Центральное регулирование систем парового отопления путем изменения давления и, следовательно, количества подаваемого пара не дает на практике удовлетворительного результата. Это объясняется, как известно, тем, что при небольших колебаниях давления, при которых может работать паровая система низкого давления, температура пара изменяется весьма незначительно и теплопередача приборов практически не изменяется.

Поэтому центральное регулирование паровых систем осуществляется только пропусками. Для этого сеть паропроводов может быть расчленена на отдельные ветви, объединенные в общий парораспределитель с запорной арматурой у каждой ветви. В отдельные ветви пар подается поочередно. Вследствие такого регулирования может быть значительная неравномерность температуры воздуха в отапливаемых помещениях, что во многих случаях недопустимо по гигиеническим соображениям.

Индивидуальное регулирование систем парового отопления осуществляется с помощью вентилей, установленных у отопительных приборов. Такое регулирование может быть эффективным только при незначительном давлении перед прибором — не более 2000 Па (200 кгс/м²). Вследствие прикрытия крана уменьшается количество пара, подаваемого в отопительный прибор. При этом пар занимает только верхнюю часть прибора, а нижняя часть заполняется воздухом, который подсасывается из конденсатопровода. Граница между паром и воздухом тем ниже, чем больше давление пара перед прибором. Однако эта граница не должна опускаться ниже выходного отверстия отопительного прибора, иначе пар будет поступать в конденсатопровод (см. рис. VI.1).

§ 90. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ ДЕЙСТВИЯ ТЕПЛОПРОВОДОВ

При расчете различных теплопроводов сначала вычисляют среднее располагаемое давление на 1 м, а затем по заданным расходам определяют диаметры отдельных участков.

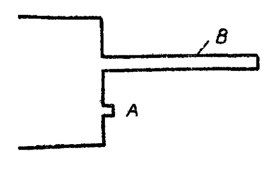


Рис. IX.3. Эквивалентное отверстие трубы

Часто могут встречаться более сложные задачи: например, распределение гидравлических потерь в отдельных участках циркуляционных колец с таким расчетом, чтобы система водяного отопления обладала наибольшей гидравлической устойчивостью; изменение расходов воды в имеющейся системе при выключенных отдельных участках или ответвлениях; изменение расходов воды в аварийных случаях в кольцевом теплопроводе при наличии циркуляции воды только в части кольца и т. п.

Эти задачи переменного режима работы системы могут быть решены по методам «эквивалентных отверстий», «проводимостей» или «перемещения единицы расхода».

1. МЕТОД ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Представим резервуар (рис. IX.3), в котором находится вода под давлением p.

В резервуаре имеются выходное отверстие A и в той же горизонтальной плоскости труба B. Расход воды в трубе B зависит от состояния поверхности внутренних стенок трубы, ее диаметра и длины. Давление p расходуется на трение и местные сопротивления.

Считается, что отверстие A представляет собой такую идеальную насадку, в которой имеется только одна потеря давления на выход.

Известно, что

$$\Delta p = \frac{w_{ae}^2}{2}\rho. \qquad \text{(IX.7)}$$

Если в трубе B расход воды равен G, м³/с, то можно подобрать такую идеальную насадку A, через которую будет проходить со скоростью w_{ae} одинаковое количество воды при одном и том же давлении в резервуаре.

Отверстие, пропускающее в единицу времени при одинаковом давлении такое же количество жидкости, как и данная труба, называется **эквивалентным отверстием данной трубы.**

Общие потери давления в трубе, Па:

$$\Delta p = \frac{\lambda w^2}{2d}\rho l_p = \frac{\lambda G^2}{2dF^2\rho} l_р, \qquad \text{(IX.8)}$$

где $l_р$ — полная приведенная длина трубы, м [см. формулу (VI.4)];
F — площадь поперечного сечения трубы, м².

Обозначим площадь эквивалентного отверстия F_{ae}, м², и скорость в этом отверстии w_{ae}, м/с, тогда динамическое давление при выхлопе из отверстия A составит:

$$\Delta p_д = \frac{w_{ae}^2}{2}\rho = \frac{G^2}{2F_{ae}^2\rho}. \qquad \text{(IX.9)}$$

Приравнивая выражения (IX.8) и (IX.9), получим:

$$\frac{\lambda}{d}\cdot\frac{G^2}{F^2 2\rho}\, l_{\text{р}} = \frac{G^2}{F_{ae}^2\, 2\rho}, \tag{IX.10}$$

откуда

$$F_{ae} = F\sqrt{\frac{d}{\lambda l_{\text{р}}}} \tag{IX.11}$$

или

$$F_{ae} = \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\frac{d}{\lambda l_{\text{р}}}}. \tag{IX.12}$$

Сложение параллельных эквивалентных отверстий. Пусть в точке a разветвленной сети эквивалентные отверстия (площади этих отверстий) равны F_{ae_1} и F_{ae_2} (рис. IX.4, a). В этой точке имеется давление, одинаковое для участков 1 и 2, поэтому в этих эквивалентных отверстиях получим одинаковые скорости истечения w_{ae}.

Для расхода воды в участке 3 имеются два эквивалентных отверстия F_{ae_1} и F_{ae_2} или одно отверстие, площадь которого равна сумме площадей отверстий 1 и 2, т. е. $F_{ae_1}+F_{ae_2}$. Иначе говоря, *в точке разветвления сети площадь общего эквивалентного отверстия равна сумме площадей двух параллельных отверстий.*

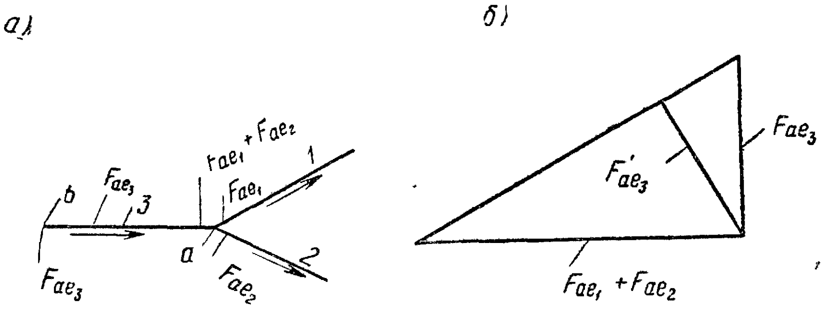


Рис. IX.4. Сложение эквивалентных отверстий

Сложение последовательных эквивалентных отверстий. Пусть в начале участка 3 в точке a площадь эквивалентного отверстия равна $F_{ae_1}+F_{ae_2}$ и площадь эквивалентного отверстия третьего участка равна F_{ae_3}, причем жидкость проходит через эти два последовательных отверстия.

Найдем общее эквивалентное отверстие для последовательных сопротивлений.

Для расхода G_3 через эквивалентное отверстие площадью $F_{ae_1}+$ $+F_{ae_2}$ потребуется давление, Па:

$$\Delta p_a = \frac{G_3^2}{2(F_{ae_1}+F_{ae_2})^2\rho}. \tag{IX.13}$$

При этом же расходе G_3 через эквивалентное отверстие участка 3 площадью F_{ae_3} потребуется дополнительное давление, Па:

$$\Delta p_3 = \frac{G_3^2}{2F_{ae_3}^2 \rho} \tag{IX.14}$$

(на рис. IX.4, *а* отверстие площадью F_{ae_3} условно обозначаем посередине участка).

Обоз ачим через F'_{ae_3} площадь суммарного эквивалентного отверстия в точке *b*.

Давление, когорое необходимо создать в этой точке:

$$\Delta p_3' = \frac{G_3^2}{2\left(F'_{ae_3}\right)^2 \rho} = \Delta p_a + \Delta p_3. \tag{IX.15}$$

Следовательно,

$$\frac{G_3^2}{2\left(F_{ae_1} + F_{ae_2}\right)^2 \rho} + \frac{G_3^2}{2\left(F_{ae_3}\right)^2 \rho} = \frac{G_3^2}{2\left(F'_{ae_3}\right)^2 \rho} \tag{IX.16}$$

или

$$\frac{1}{\left(F'_{ae_3}\right)^2} = \frac{1}{\left(F_{ae_1} + F_{ae_2}\right)^2} + \frac{1}{F_{ae_3}^2}.$$

Отсюда площадь общего эквивалентного отверстия двух последовательных участков

$$F'_{ae_3} = \sqrt{\frac{1}{\dfrac{1}{\left(F_{ae_1} + F_{ae_2}\right)^2} + \dfrac{1}{F_{ae_3}^2}}}. \tag{IX.17}$$

Эквивалентные отверстия в отдельных точках системы определяют начиная от дальних участков к насосу.

Заметим, что площадь общего эквивалентного отверстия двух последовательных участков меньше площади каждого отдельного отверстия и равна длине перпендикуляра, опущенного на гипотенузу прямоугольного треугольника (см рис. IX.4, *б*), катетами которого являются площади последовательных эквивалентных отверстий.

Определив эквивалентное отверстие всего трубопровода, необходимо найти удельную потерю давления в нем S.

В точке пересечения характеристики сети, построенной по формуле $\Delta p = SG^2$, с характеристикой насоса определяют его подачу (см. рис. IV.6). Затем количество воды, подаваемое насосом, распределяют пропорционально эквивалентным отверстиям от насоса к дальним участкам системы.

Практическое пользование уравнениями (IX.12) и (IX.17) довольно сложно. Преобразовывая эти формулы и используя данные приложения 5, можно произвести расчет переменной работы системы.

Пример IX.2. Для трубы диаметром 125 мм при полной приведенной ее длине $l_p = 100$ м определить эквивалентное отверстие трубы.

По приложению 5 находим эквивалентное отверстие трубы длиной 1 м:

$$F_{ae} = 2{,}87 \text{ дм}^2 = 0{,}0287 \text{ м}^2.$$

Эквивалентное отверстие трубы длиной 100 м:

$$F_{ae} = \frac{0,0287}{\sqrt{100}} = 0,00287 \text{ м}^2.$$

Пример IX.3. Имеем сеть, состоящую из пяти участков (рис. IX.5). Сумма коэффициентов местных сопротивлений приведена в табл. IX.1.

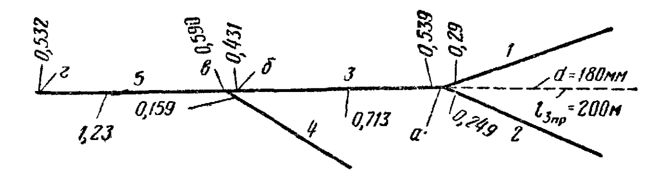


Рис. IX.5. К расчету эквивалентных отверстий теплопровода

Таблица IX.1

Расчет по методу эквивалентных отверстий

№ участка	d, мм	l, м	ζ	$l_д$, м	$l_э$, м	$l_р$, м	F_{ae}, дм²	$l'_р$, м	F'_{ae}, дм²	L, м³/ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	0,29	—	—	157
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	0,249	—	—	135
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	0,713	313,2	0,431	292
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,45	0,159	—	—	108
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	1,23	692,2	0,532	400

Требуется найти эквивалентное отверстие сети и определить необходимое давление насоса при подаче воды на участке 5 $L_5 = 400$ м³/ч и температуре воды $t = 85°$ С.

1. По приложению 5 находим эквивалентные длины динамических давлений $l_д = \frac{d}{\lambda}$; $l_{д_1} = 6,67$ м, $l_{д_2} = 5,56$ м, $l_{д_3} = 8,95$ м и т. д.

2. Умножив эти длины на соответствующие ζ, получим эквивалентные длины местных сопротивлений $l_{э_1} = 16,4$ м, $l_{э_2} = 8,5$ м и т. д. Складывая эти длины с длинами самих участков, получим полные приведенные длины отдельных участков $l_{р_1} = 233$ м, $l_{р_2} = 135,5$ м и т. д.

3. Пользуясь приложением 5, находим эквивалентные отверстия отдельных участков $F_{ae_1} = 0,29$ дм², $F_{ae_2} = 0,249$ дм², $F_{ae_3} = 0,713$ дм² (см. пример IX.2).

4. Определяем эквивалентные отверстия в различных точках системы В точке *а* (см. рис. IX.5) два параллельных отверстия: $F_{ae_1} + F_{ae_2} = 0,29 + 0,249 = 0,539$ дм².

5. Находим суммарное эквивалентное отверстие последовательных сопротивлений. Одно из них равно 0,539 дм², а другое $F_{ae_3} = 0,713$ дм².

6. Эквивалентное отверстие 0,539 дм² заменим трубой, имеющей диаметр третьего участка $d_3 = 180$ мм. При этом диаметре и эквивалентном отверстии 0,539 дм² найдем: $l_{пр\,3} = 200$ *м*.

Другими словами, участки *1* и *2* можно заменить одной трубой диаметром 180 мм и длиной 200 м (на рис. IX.5 это показано пунктиром).

7. Данную длину прибавляем к приведенной длине участка *3*; тогда получим $l'_{р_3} = 200 + 113,2 = 313,2$ м.

8. Зная диаметр $d_3 = 180$ мм, найдем эквивалентное отверстие первых трех участков $F'_{ae_3} = 0,431$ дм² (точка *б*). Суммарное эквивалентное отверстие в той же точке *б* можно получить и по формуле (IX.17):

$$\frac{1}{\left(F'_{ae_3}\right)^2} = \frac{1}{0,539^2} + \frac{1}{0,713^2} = 3,44 + 1,965 = 5,405,$$

откуда $F'_{ae_3} = 0,431$ дм².

В точке *в* получим суммарное эквивалентное отверстие:

$$F'_{ae_3} + F_{ae_4} = 0,431 + 0,159 = 0,59 \text{ дм}^2,$$

которое можем заменить трубой $d_5 = 228$ м и $l_{\text{пр}_5} = 560$ м.

В результате расчета получим эквивалентное отверстие всей системы $F'_{ae_5} = 0,532$ дм² $= 0,00532$ м² (точка *г*).

9. Заданную подачу насоса распределяем пропорционально площадям эквивалентных отверстий от насоса к дальним участкам.

$$L_4 = L_5 \frac{F_{ae_4}}{F_{ae_4} + F'_{ae_3}} = 400 \frac{0,159}{0,159 + 0,431} = 108 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_3 = L_5 - L_4 = 400 - 108 = 292 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_1 = L_3 \frac{F_{ae_1}}{F_{ae_1} + F_{ae_2}} = 292 \frac{0,29}{0,29 + 0,249} = 157 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$L_2 = 292 - 157 = 135 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

10. Определим необходимое давление насоса.

При подаче насоса $L = 400$ м³/ч $= 0,111$ м³/с скорость воды в эквивалентном отверстии сети будет равна:

$$w''_a = \frac{L_{\text{сек}}}{F'_{ae_5}} = \frac{0,111}{0,00532} = 20,85 \text{ м/с}.$$

Давление, развиваемое насосом:

$$\Delta p_{\text{н}} = \frac{w_{ae}^2}{2} \rho_{85°} = \frac{20,85^2}{2} 968,65 = 210\,400 \text{ Па } (21\,450 \text{ кгс/м}^2).$$

Результаты расчета сведены в табл. IX.1.

2. МЕТОД ПРОВОДИМОСТЕЙ

Проводимость трубы или целой сети определяется выражением [см. формулу (V.11)]

$$\sigma = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} \text{ (кг/ч)/Па}^{1/2} \left[(\text{кг/ч})/(\text{кгс/м}^2)^{1/2}\right], \qquad \text{(IX.18)}$$

где G — расход, кг/ч;

Δp — разность давления, Па (кгс/м²).

Установим зависимость проводимости от эквивалентного отверстия. Если известен перепад давления Δp, то может быть определена скорость в эквивалентном отверстии (при Δp, Па):

$$w_{ae} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \qquad \text{(IX.19)}$$

Следовательно:

$$F_{ae} = \frac{G_{\text{сек}}}{\rho w_{ae}} = \frac{G_{\text{сек}}}{\sqrt{2\Delta p \rho}} = \frac{G}{3600\sqrt{2\Delta p \rho}} \text{ м}^2. \qquad \text{(IX.19')}$$

Сравнивая формулы (IX.18) и (IX.19′) получим:

$$\sigma = 3600 F_{ae} \sqrt{2\rho} \text{ кг/ч)/Па}^{1/2}.$$

Подставляя значения $\rho_{85°} = 968,65$ кг/м³ и $g = 9,81$ м/с², получим:

$$\sigma = 158\,400 F_{ae} \text{ (в системе СИ)} \qquad \text{(IX.20)}$$

или

$$\sigma = 492\,000 F_{ae} \text{ (в системе МКГСС).} \qquad \text{(IX.20а)}$$

Другими словами, проводимость отличается от эквивалентного отверстия только постоянным множителем.

Проводимость двух параллельных проводимостей, как указывалось в главе V, равна их сумме: $\sigma=\sigma_1+\sigma_2$.

Проводимость двух последовательных проводимостей определяется выражением, подобным формулам (IX.16) и (IX.17), при этом

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{(\sigma_3')^2} &= \frac{1}{(\sigma_1+\sigma_2)^2} + \frac{1}{\sigma_3^2}; \\ \sigma_3' &= \sqrt{\frac{1}{\dfrac{1}{(\sigma_1+\sigma_2)^2} + \dfrac{1}{\sigma_3^2}}}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.21)}$$

Отсюда следует, что расчет по методу проводимостей аналогичен расчету по методу эквивалентных отверстий.

Для облегчения расчетов по методу проводимостей в приложении 5 приведены значения проводимостей.

Пример IX.4. Исходные данные те же, что и в примере IX 3 Требуется определить расход воды на всех участках и необходимое давление насоса по методу проводимостей.

Используя данные приложения 5 так же, как при расчете по методу эквивалентных отверстий, находим проводимости сети в различных ее точках. Результаты приведены в табл. IX.2 и указаны на рис. IX.6.

Таблица IX.2

Расчет по методу проводимостей

№ участка	d, мм	l, м	ζ	$l_д$, м	$l_э$, м	$l_р$, м	σ, (кг/ч)/Па$^{1/2}$	$l_р'$, м	σ', (кг/ч)/Па$^{1/2}$	L, м³/ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	464	—	—	157
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	398	—	—	135
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	1140	313,2	642	292
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,45	254	—	—	108
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	1970	692,2	850	400

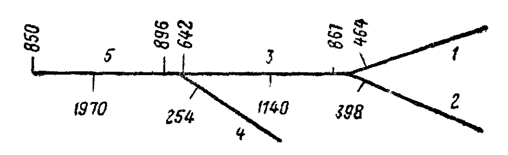


Рис. IX.6 К расчету проводимости теплопровода σ

Зная проводимость всей сети $\sigma'=850$ (кг/ч)/Па$^{1/2}$ и количество воды

$$G = L\rho = 400 \cdot 968{,}65 = 387\,500 \text{ кг/ч},$$

используя формулу (V.11), получим необходимое давление, развиваемое насосом:

$$\Delta p_н = \left(\frac{G}{\sigma}\right)^2 = \left(\frac{387\,500}{850}\right)^2 = 210\,400 \text{ Па } (21\,450 \text{ кгс/м}^2),$$

т. е. то же, что и по методу эквивалентных отверстий.

Решим эту же задачу, пользуясь методом перемещения единицы расхода, предложенным П. Н. Каменевым.

3 МЕТОД ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЕДИНИЦЫ РАСХОДА

При дросселировании ряда участков сложные задачи переменного режима работы сети решаются по методу перемещения единицы расхода.

Для сети, состоящей из пяти участков (рис. IX 7), известны все диаметры и длины этих участков Можно определить удельные потери дав-

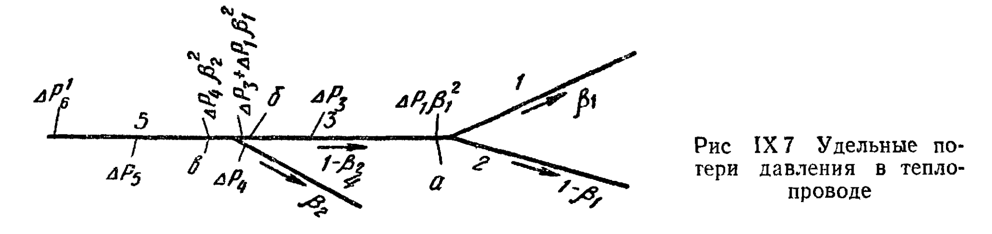


Рис IX 7 Удельные потери давления в теплопроводе

ления при перемещении условной единицы расхода по каждому участку в отдельности:

для участка *1*

$$\overline{S}_{уч_1} = \overline{S}_1 \, l_р;$$

для участка *2*

$$\overline{S}_{уч_2} = \overline{S}_2 \, l_р,$$

где $\overline{S}_1$ — удельная потеря давления в трубе длиной 1 м;

$l_р$ — приведенная длина трубы, м

Определим удельные потери в различных точках данной сети.

Будем перемещать единицу расхода от точки *а* (за тройником). Пусть на участок *1* поступит расход β_1, тогда на участок *2* поступит остаток, т. е. $(1-\beta_1)$. В этом случае на участке *1* будет затрачено давление:

$$\Delta p_1 = \overline{S}_{уч_1} \beta_1^2.$$

Точно так же на участке *2* будет затрачено давление

$$\Delta p_2 = \overline{S}_{уч_2} \left(1 - \beta_1\right)^2 = \Delta p_1,$$

откуда

$$\frac{\overline{S}_{уч_1}}{\overline{S}_{уч}} = \left(\frac{1 - \beta_1}{\beta_1}\right)^2. \qquad (IX.22)$$

Здесь необходимо указать, что значения β_1 относятся к тому участку, сопротивление которого находится в числителе дроби.

Удельные потери давления $\overline{S}_{уч_1}$ и $\overline{S}_{уч_2}$ известны, обозначим их частное C_1, тогда:

$$\frac{\overline{S}_{уч_1}}{\overline{S}_{уч_2}} = C_1 = \left(\frac{1 - \beta_1}{\beta_1}\right)^2 \qquad (IX.23)$$

Определив отсюда β_1 и используя равенство (IX 22), получим удельную потерю давления в точке *а*:

$$\Sigma \overline{S}_а = \overline{S}_{уч_1} \beta_1^2,$$

Прибавляя удельную потерю на участке *3*, определим удельную потерю во всех трех первых участках (от точки *б*), которое равно:

$$\overline{S}_{уч_1}\beta_1^2+\overline{S}_{уч_3}=\Sigma\overline{S}_б.$$

Затем ту же единицу расхода будем перемещать от точки *в*.

Пусть на участок *4* поступит расход β_2, тогда на участок *3* пойдет остаток, т. е. $(1-\beta_2)$ и давление в точке *в* будет равно:

$$\overline{S}_{уч_4}\beta_2^2=\Sigma\overline{S}_б\left(1-\beta_2\right)^2,$$

отсюда

$$\frac{\overline{S}_{уч_4}}{\Sigma\overline{S}_б}=C_2=\left(\frac{1-\beta_2}{\beta_2}\right)^2. \qquad (IX.24)$$

Из этого уравнения определим β_2.

Рис. IX.8. Расчетная схема удельных потерь давления в теплопроводе

Прибавляя сюда удельную потерю на участке *5*, получим давление в точке *г* и т. д.

Расход воды у насоса $G_н$ распределим пропорционально коэффициентам расхода β, считая от насоса к дальним участкам.

Таким образом, определяем расходы во всех участках заданной сети.

Пример IX.5. Исходные данные те же, что и в примере IX.3. Решим задачу по методу перемещения единицы расхода.

Используя данные приложения 1, найдем удельные потери на трение на 1 м длины каждого участка, т. е. значения S_1, S_2 и т. д. Принимая за единицу расхода 10 т/ч, получим значения $\overline{S}_1$, $\overline{S}_2$, соответственно равные по величине $S_1\cdot 10\,000^2$, $S_2\cdot 10000^2$ и т. д. Умножая их на приведенные длины участков, получим удельные потери в каждом из участков $\overline{S}_{уч_1}$, $\overline{S}_{уч_2}$ *и т. д. Далее единицу расхода помещаем в точку а (рис. IX.8).*

Разделив меньшую удельную потерю $\overline{S}_{уч_1}$ в участке *1* на бо́льшую, получим:

$$C_1=\frac{\overline{S}_{уч_1}}{\overline{S}_{уч_2}}=\frac{47\,180}{63\,830}=0{,}739.$$

Находим

$$\beta_1=\frac{1}{1+\sqrt{C_1}}=\frac{1}{1+\sqrt{0{,}739}}=0{,}538 \text{ и } \beta_1^2=0{,}2893.$$

Следовательно, при перемещении единицы расхода из точки *а* в участке *1* коэффициент расхода будет $\beta_1=0{,}538$, а в участке *2* $\beta=1-\beta_1=0{,}462$; давление в точке *а* будет равно $\Sigma\overline{S}_а=\overline{S}_{уч_1}\beta_1^2=47\,180\cdot 0{,}2893=13\,620$ Па (1392 кгс/м²).

Прибавив сюда удельную потерю в одном участке *3*, получим удельную потерю в точке *б*:

$$\Sigma\overline{S}_б=13\,620+7\,800=21\,420 \text{ Па } (2189 \text{ кгс/м}^2).$$

Затем снова разделив меньшую удельную потерю на бо́льшую, получим:

$$C_2=\frac{21\,420}{156\,000}=0{,}14333.$$

Находим

$$\beta_2 = \frac{1}{1+\sqrt{C_2}} = \frac{1}{1+\sqrt{0,14333}} = 0,73 \text{ и } \beta_2^2 = 0,533.$$

Удельная потеря давления в сети от точки *в* составит:

$$\Sigma\overline{S}_{\text{в}} = 21\,420 \cdot 0,533 = 11\,450 \text{ Па } (1166 \text{ кгс/м}^2)$$

Прибавив сюда удельную потерю в участке *5*, получим удельную потерю во всей сети (точка *г*):

$$\Sigma\overline{S}_{\text{г}} = 11\,450 + 2620 = 14\,070 \text{ Па } (1433 \text{ кгс/м}^2).$$

Результаты расчета приведены в табл. IX.3.

Таблица IX 3

Расчет по методу перемещения единицы расхода

№ участка	d, мм	l, м	ζ	$l_{\text{д}}$, м	$l_{\text{э}}$, м	$l_{\text{р}}$, м	$\bar{S}$, Па	$\bar{S}_{\text{уч}}$, Па	$\Sigma\bar{S}$, Па	G, т/ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	203	47 180	—	152
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	470	63 830	—	130
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	69	7 800	21 420	282
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,4	147	156 000	—	105
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	19,9	2 620	14 070	387

Заданную подачу насоса распределяем пропорционально коэффициентам β: в участке *3*.

$$G_3 = G_5\beta_2 = \frac{400 \cdot 968,65 \cdot 0,73}{1000} = 282 \text{ т/ч};$$

в участке *4*

$$G_4 = G_5 - G_3 = 387 - 282 = 105 \text{ т/ч};$$

в участке *1*

$$G_1 = G_3\,\beta_1 = 282 \cdot 0,538 = 152 \text{ т/ч};$$

в участке *2*

$$G_2 = 282 - 152 = 130 \text{ т/ч},$$

т е. получим те же расходы что и по методу эквивалентных отверстий.

Необходимое давление, развиваемое насосом, равно:

$$\Delta p_{\text{н}} = \Sigma\overline{S}_{\text{г}}\,\overline{G}^2,$$

где $\Sigma\overline{S}_{\text{г}}$ — удельное сопротивление при расходе 100 т/ч; поэтому

$$\Delta p_{\text{н}} = \Sigma\overline{S}_{\text{г}}\left(\frac{G_5}{100}\right)^2 = 14\,070\left(\frac{387}{100}\right)^2 = 210\,400 \text{ Па } (21\,450 \text{ кгс/м}^2).$$

На рис IX 8 показаны удельные потери давления в трубопроводе.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАЗВЕТВЛЕННОЙ СЕТИ

Согласно выражению (IX.23)

$$C = \left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2.$$

Если по оси x отложить значения C, а по оси y значения β, то получим кривую, показанную на рис. IX.9:

$$C\beta^2 = 1 - 2\beta + \beta^2, \qquad \text{(IX.25)}$$

откуда

$$\beta = \frac{1 \pm \sqrt{C}}{1 - C}.$$

Получим два корня:

$$\beta = \frac{1}{1 + \sqrt{C}} \quad \text{и} \quad \beta' = \frac{1}{1 - \sqrt{C}}.$$

Первый корень соответствует обычному течению жидкости в разветвленной сети (рис. IX.10, *а*, *б*); здесь β всегда меньше единицы; толь-

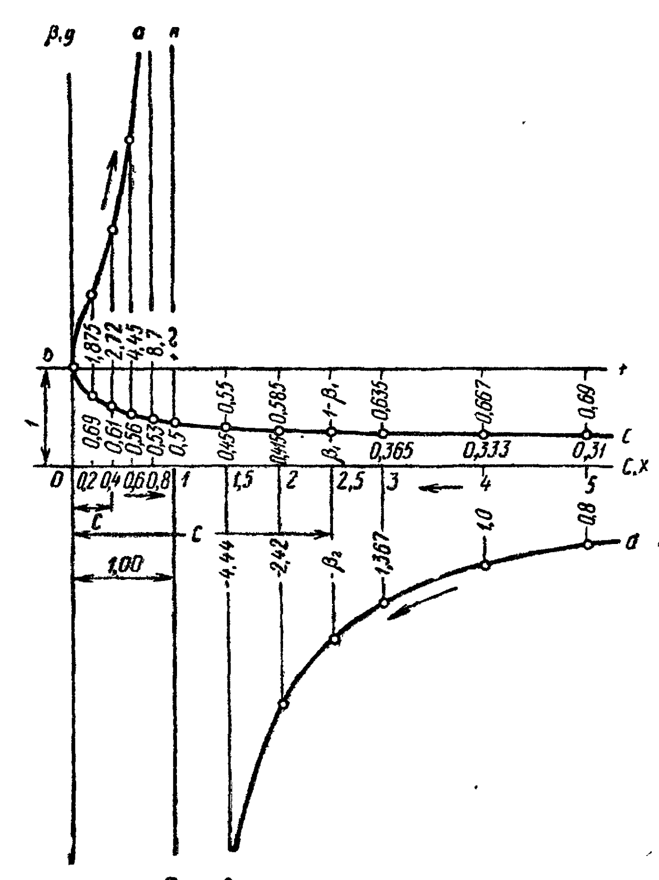


Рис. IX.9. Кривая уравнения движения жидкости в разветвленном трубопроводе $C = \left(\dfrac{1-\beta}{\beta}\right)^2$

ко при $C = \infty$, когда сопротивление первого участка равно бесконечности (т. е. когда этот участок закрыт), $\beta = 0$, т. е. весь расход пойдет по второму участку. Этому корню соответствует часть кривой bc, касающаяся оси y на расстоянии, равном 1, и уходящая в бесконечность, приближаясь к оси x (см. рис. IX.9).

Если откладывать по оси x значения C, то ординаты от оси x до этой части кривой дадут коэффициент расхода в первом участке β_1.

Если от точки b на расстоянии, равном 1, провести линию bf, параллельную оси x, то ординаты от кривой bc до этой линии дадут коэффициенты расходов во втором участке $(1-\beta_1)$.

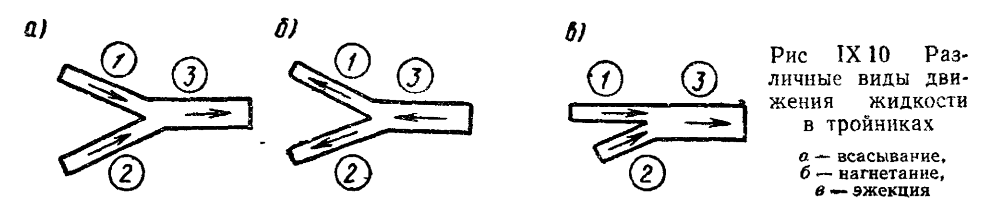


Рис IX 10 Различные виды движения жидкости в тройниках

а — всасывание, *б* — нагнетание, *в* — эжекция

При $C=0$, $\beta=1$ мы имеем случай, когда сопротивление второго участка равно нулю $\Delta p_2=0$; коэффициент расхода в первом участке $\beta_1=1$.

При $\overline{S}_{уч_1}=\overline{S}_{уч_2}$ $C=1$, $\beta_1=0{,}5$, а также $(1-\beta_1)=0{,}5$, т. е. коэффициенты расходов одинаковы. Когда $\overline{S}_{уч_1}=\infty$, $C=\infty$, $\beta_1=0$ и $(1-\beta_1)=1$, т. е. коэффициент по второму участку равен 1.

Второй корень уравнения (IX.25) β' действителен для эжекции (рис. IX.10, *в*). Коэффициенты расходов в первом участке будут представлены кривой de, касающейся в бесконечности оси x и уходящей в минус бесконечность, приближаясь асимптотически к линии, параллельной оси y и отстоящей от последней на расстоянии, равном $+1$. В данном случае β изменяется от нуля до минус бесконечности и отвечает коэффициентам расходов жидкости, отсасываемой эжектором, на единицу расхода из насадки.

Расходам во втором участке соответствует часть кривой ab, касающаяся линии, параллельной оси y и отстоящей от последней на расстоянии $+1$.

Из уравнения (IX.23) найдем коэффициент расхода:

$$\beta_1=\frac{1}{1+\sqrt{C_1}} \quad \text{и} \quad \beta_1'=\frac{1}{1-\sqrt{C_1}}.$$

Как уже указывалось, первый корень действителен для всасывающего или нагнетательного трубопровода. В этом случае

$$\beta_1=\frac{1}{1+\sqrt{\dfrac{\overline{S}_{уч_1}}{\overline{S}_{уч_2}}}}; \quad \beta_1^2=\frac{\overline{S}_{уч_2}}{\left(\sqrt{\overline{S}_{уч_1}}+\sqrt{\overline{S}_{уч_2}}\right)^2}.$$

Давление в точке встречи участков (точка a) (см. рис. IX.7)

$$\overline{S}_{уч_1}\beta_1^2=\overline{S}_{уч_2}(1-\beta_1)^2=\frac{\overline{S}_{уч_1}\overline{S}_{уч_2}}{\left(\sqrt{\overline{S}_{уч_1}}+\sqrt{\overline{S}_{уч_2}}\right)^2}=\frac{1}{\left(\dfrac{1}{\sqrt{\overline{S}_{уч_1}}}+\dfrac{1}{\sqrt{\overline{S}_{уч_2}}}\right)^2}. \quad \text{(IX,26)}$$

Пусть

$$\overline{S}_{уч_1}=\overline{S}_{уч_2}=625 \text{ Па},$$

тогда

$$\beta_1 = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{625}{625}}} = \frac{1}{2}$$

и давление в точке встречи участков

$$\bar{S}_{уч_1}\,\beta_1^2 = 625\cdot 0,5^2 = 157\ Па;\ \bar{S}_{уч_2}\,\beta_2^2 = 625\cdot 0,5^2 = 157\ Па,$$

т. е в 4 раза меньше, чем удельные сопротивления каждого участка.

Пусть имеются не два, а три параллельных участка, тогда общая потеря давления в точке *a* определится из следующего равенства:

$$\Sigma\bar{S}_а = \bar{S}_{уч_1}\,\beta_1^2 = \bar{S}_{уч_2}\,\beta_2^2 = \bar{S}_{уч_3}\,\beta_3^2;$$

при этом общий расход

$$\beta_1+\beta_2+\beta_3 = \sqrt{\frac{\Sigma\bar{S}_а}{\bar{S}_{уч_1}}} + \sqrt{\frac{\Sigma\bar{S}_а}{\bar{S}_{уч_2}}} + \sqrt{\frac{\Sigma\bar{S}_а}{\bar{S}_{уч_3}}} = 1,$$

откуда

$$\frac{1}{\sqrt{\Sigma\bar{S}_а}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_1}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_2}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_3}}}.$$

Тогда удельная потеря давления в точке *a* будет равна:

$$\sum\bar{S}_а = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_1}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_2}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{уч_3}}}\right)^2}. \qquad (IX.27)$$

Пусть

$$\bar{S}_{уч_1} = \bar{S}_{уч_2} = \bar{S}_{уч_3} = 625,$$

тогда

$$\sum\bar{S}_а = \frac{1}{\left(\frac{1}{25}+\frac{1}{25}+\frac{1}{25}\right)^2} = \left(\frac{25}{3}\right)^2 = \frac{625}{9},$$

т. е. давление в узловой точке *a* стало равным $^1/_9$ удельного сопротивления каждого ответвления.

Это так и должно быть, так как в каждое ответвление поступает $^1/_3$ общего расхода. Заметим, что расчет переменного режима работы сети можно проводить с использованием характеристик сопротивления (см. главу V).

Основная расчетная формула для определения характеристики сопротивления сети выражается следующим образом (см. формулу V.9):

$$S = \frac{\Delta p}{G^2}\ Па\cdot ч^2/кг^2\ [кгс\cdot ч^2/(м^2\cdot кч^2)]. \qquad (IX.28)$$

Такая размерность сопротивления весьма громоздка.

При расчете по методу перемещения единицы расхода удельные сопротивления при перемещении единицы расхода, аналогичные понятию характеристики сопротивления, выражаются в виде:

$$\bar{S} = \frac{\Delta p}{\bar{G}^2} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}, \qquad (IX.29)$$

где $\bar{G}$ — относительный расход воды (по отношению к принятому в задаче за единицу).

Результаты расчета по характеристикам сопротивления сети, конечно, будут тождественны результатам расчета по методам эквивалентных отверстий, проводимостей, перемещения единицы расхода.

Приведенные исследования уравнения движения жидкости в разветвленной сети могут быть отнесены и к расчету переменного режима работы сети методом характеристик сопротивления.

Пример IX.6. Удельное сопротивление (при $L=1$ м³/с) участка *1* равно $\bar{S}_{уч_1} = 885$ Па (90 кгс/м²); удельное сопротивление участка *2* равно $\bar{S}_{уч_2}=98$ Па (10 кгс/м²). Требуется определить объем, который будет перемещаться по участкам *1* и *2*, если от общего участка будет перемещаться 1 м³/с (см. схему на рис. IX.10, *б*).

В данном случае

$$C = \frac{885}{98} = 9 = \left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2.$$

Взяв положительный корень этого уравнения

$$\beta = \frac{1}{1+\sqrt{C}} = \frac{1}{1+3} = 0,25,$$

получим в участке *1* расход $\beta=0,25$ м³/с и в участке *2* расход $(1-\beta)=1-0,25=0,75$ м³/с.

Тогда полное сопротивление составит:

по участку *1*

$$S_{уч_1}\beta^2 = 885 \cdot 0,25^2 = 55,3 \text{ Па (5,625 кгс/м}^2\text{)};$$

по участку *2*

$$S_{уч_2}(1-\beta)^2 = 98 \cdot 0,75^2 = 55,3 \text{ Па (5,625 кгс/м}^2\text{)}.$$

§ 91. НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Надежность системы отопления может быть определена как свойство системы и отдельных ее элементов выполнять функцию поддержания заданной температуры помещений, сохраняя свои эксплуатационные показатели (тепловую мощность, экономичность) в заданных пределах в течение требуемого периода действия.

Надежность системы обусловливается ее безотказностью, т. е. работоспособностью без вынужденных перерывов, а также ремонтопригодностью и долговечностью элементов системы. При этом под работоспособностью понимается состояние системы, при котором она способна поддерживать температуру воздуха во всех обслуживаемых помещениях на уровне, определенном технической документацией.

Известно, что заданная температура воздуха внутри помещений может быть обеспечена только при строгом соответствии переменной (в течение отопительного сезона) теплопередачи отопительных устройств, размещенных в каждом помещении, переменной теплопотребности этих помещений.

Таким образом, надежность обусловливается взаимодействием двух основных групп факторов: внутренних, определяющих переменную теплопередачу отдельных участков системы отопления, и внешних, определяющих теплопотребность отдельных помещений зданий.

Одним из видов нарушения надежности системы водяного отопления является ее разрегулирование, связанное с отличием условий ее действия в период эксплуатации от расчетных.

Характер этого отличия может быть двояким: нарушение самой структуры системы и изменение параметров теплоносителя.

Нарушения структуры системы возникают при периодическом отключении части системы (приборов, стояков, ветвей) в связи с особенностями режима отопления помещений, а также ремонтом, неполадками в системе, дросселированием приборов при индивидуальном регулировании. Нарушение структуры системы происходит также при изменении площади поверхности отдельных отопительных приборов, нарушении теплоизоляции отдельных участков труб и пр.

Изменение параметров теплоносителя характерно для центрального и местного регулирования систем. Оно может быть также при совместной работе системы с другими потребителями тепла: горячим водоснабжением, вентиляцией, технологическими потребителями и пр.

В системах водяного отопления различают гидравлическую и тепловую устойчивость.

Под гидравлической устойчивостью понимают способность системы сохранять постоянство расхода воды, циркулирующей по всем участкам, при постоянном общем расходе, либо пропорционально изменять расход по участкам при изменении общего расхода воды.

Под тепловой устойчивостью понимают способность системы пропорционально изменять теплопередачу всех присоединенных к ней приборов при изменении температуры и расхода теплоносителя в системе.

Разрегулирование системы может быть вертикальным или горизонтальным. Под вертикальным разрегулированием понимается несоответствие изменения теплопередачи приборов нижних и верхних этажей при изменении параметров теплоносителя в системе или нарушении ее структуры.

Под горизонтальным разрегулированием понимается непропорциональность изменения теплопередачи отдельных приборов, расположенных на одном и том же уровне, но на разных стояках (например, на одном этаже здания).

Увеличение или уменьшение количества воды в отдельных элементах системы, непропорциональное общему расходу, является показателем гидравлического разрегулирования системы. Однако относительное увеличение расхода воды через какой-либо отопительный прибор нельзя считать большим недостатком, так как можно прикрыть регулировочный кран у этого прибора и уменьшить расход воды. Бóльшим недостатком является уменьшение количества воды по сравнению с расчетным расходом, так как в этом случае в помещении может понизиться температура воздуха.

Показателем гидравлической устойчивости системы при качественном регулировании является отношение расхода воды при переменном режиме к расчетному расходу, равное единице, для любого участка системы.

Для большей гидравлической устойчивости необходимо предусматривать следующие мероприятия:

а) ответвления с переменной тепловой нагрузкой отопительных приборов присоединять по возможности ближе к главному стояку; в этом случае разрегулирование системы будет меньшим;

б) магистрали проектировать с меньшей потерей давления, а стояки — с большей;

в) регулировочные краны у приборов принимать с большим гидравлическим сопротивлением. Однако установка таких кранов возможна лишь при двухтрубных системах с насосной циркуляцией и приводит к лишнему расходу энергии для перекачки циркулирующей воды.

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в приборах и трубах отопительных систем зданий (особенно зданий повышенной этажности) может достигать такой величины, которая существенно влияет на гидравлическую устойчивость систем.

Так, естественное циркуляционное давление в **однотрубной** системе 16-этажного здания при расчетном перепаде температуры $t_г—t_о=35°$ составляет около 6000 Па (600 кгс/м²). При $t_н=0°$ С перепад температуры горячей и обратной воды вместо расчетного $t_г—t_о=35°$ становится равным 17°, а естественное циркуляционное давление равно 3000 Па (300 кгс/м²). При этом общее располагаемое циркуляционное давление в системе при $\Delta p_н=10\,000$ Па уменьшится до $(10\,000+3000):(10\,000+6000)=0{,}81$ от расчетного и относительный расход воды в системе составит $\bar{G}=0{,}9$.

В такой же системе, обслуживающей двухэтажное здание, естественное циркуляционное давление в расчетных условиях равно 750 Па (75 кгс/м²) и при 0° 375 Па (38 кгс/м²).

Общее располагаемое циркуляционное давление в системе при 0° составит $(10\,000+375):(10\,000+750)=0{,}965$ расчетного и $\bar{G}=0{,}98$ расчетного расхода.

Изменение расхода воды в однотрубной системе сказывается в наибольшей степени на тепловой устойчивости последних (по ходу воды) отопительных приборов на стояке или в горизонтальной ветви. Таким образом, при качественном регулировании гидравлическая устойчивость однотрубных систем уменьшается с увеличением этажности здания.

В то же время гидравлическая устойчивость однотрубных систем при отключении отдельных отопительных приборов в многоэтажных зданиях выше, чем в малоэтажных. Так, если в двухэтажном здании закрыть краны у приборов верхнего этажа, вода с температурой, равной температуре воды в подающей магистрали, пойдет непосредственно в приборы нижнего этажа и вызовет значительное перегревание этих помещений. В шестиэтажном здании при выключенных приборах верхнего этажа перегревание помещений нижних этажей значительно меньше, чем в двухэтажном здании.

В **двухтрубной** системе водяного отопления поэтажное естественное циркуляционное давление, возникающее от охлаждения воды в отопительных приборах, изменяется в течение отопительного сезона неравномерно. Если, например, принять давление, создаваемое насосом, $\Delta p_н=10\,000$ Па, а естественное циркуляционное давление для приборов первого этажа $\Delta p^1_{е\,пр}=700$ Па и для приборов десятого этажа $\Delta p^{10}_{е\,пр}=7000$ Па, то в условиях Москвы при $t_н=0°$ С общее давление уменьшится для приборов первого этажа до $[10\,000+(700:2)]:(10\,000+700)=0{,}967$, а для приборов десятого этажа до $[10\,000+(7000:2)]:(10\,000+7000)=0{,}795$ расчетного.

Следовательно, в двухтрубных системах водяного отопления при повышении температуры наружного воздуха против расчетной происходит существенное вертикальное гидравлическое разрегулирование.

При установке крана КРД (см. § 31) с большим гидравлическим сопротивлением изменение естественного циркуляционного давления от охлаждения воды в приборах играет незначительную роль. При этом соответственно повышается гидравлическая и тепловая устойчивость двухтрубных систем водяного отопления.

Как известно, в двухтрубных системах вода из стояка к приборам отдельных этажей подводится параллельно; в вертикальных же однотрубных системах вода, циркулирующая по стояку, проходит последовательно через все приборы, расположенные на данном стояке.

Следовательно, в вертикальных однотрубных системах «поэтажное» разрегулирование приборов значительно меньше, чем в двухтрубных. Это способствует более равномерной теплопередаче приборов в период отопительного сезона.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ РАЗРЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ НАРУШЕНИИ СТРУКТУРЫ СИСТЕМЫ

Рассмотрим расчетный режим работы системы отопления при одинаковом количестве воды, циркулирующей в ответвлениях.

К главному стояку системы присоединены три ответвления (рис. IX.11, *а*), удельные потери давления в каждом ответвлении составляют 18 000 Па (1800 кгс/см²), удельная потеря давления в главном стояке равна 10 000 Па (1000 кгс/м²).

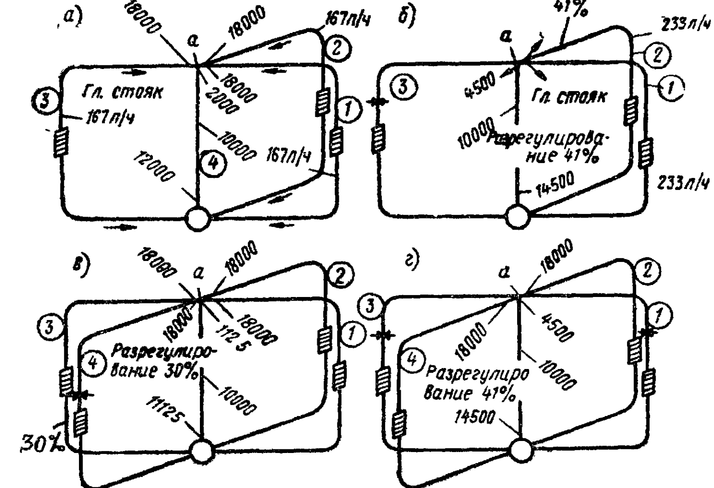


Рис. IX.11. Разрегулирование систем отопления с тупиковым движением воды

а и *б* — с тремя ответвлениями соответственно при расчетных условиях и выключенном ответвлении; *в* и *г* — с четырьмя ответвлениями соответственно при выключенном ответвлении *4* и выключенных ответвлениях *1* и *3*

При этом общая подача насоса $L_н = 0{,}5$ м³/ч или расход воды около 500 кг/ч.

Будем перемещать единицу расхода по ответвлениям *1*, *2* и *3*.

Ввиду одинаковых удельных потерь давления в этих ответвлениях удельную потерю давления в узловом сечении *а* получим, используя уравнение (IX.27):

$$\Sigma \bar{S}_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}}\right)^2} = \frac{18\,000}{9} = 2000 \text{ Па} \;(\approx 200 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления всей системы отопления составит: $\Sigma\overline{S}_{\text{сист}} = 2000 + 10\,000 = 12\,000$ Па (1200 кгс/м²).

Рассмотрим разрегулирование при выключенном ответвлении *3* (рис. IX.11, *б*). В этом случае в ответвлениях *1* и *2* будет одинаковый расход воды $G_1 = G_2$

Так как удельные сопротивления ответвлений *1* и *2* одинаковы, то их частное равно

$$C_1 = \frac{\overline{S}_{\text{уч}_1}}{\overline{S}_{\text{уч}_2}} = \frac{18\,000}{18\,000} = 1,$$

а коэффициент расхода·

$$\beta_1 = \frac{1}{1+\sqrt{C_1}} = \frac{1}{1+\sqrt{1}} = 0{,}5.$$

Удельное сопротивление ответвлений *1* и *2* составит:

$$\Sigma\overline{S}_a = \overline{S}_{\text{уч}_1}\,\beta_1^2 = 18\,000 \cdot 0{,}5^2 = 4500 \text{ Па } (\approx 450 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельное сопротивление главного стояка, получим удельное сопротивление всей системы:

$$\Sigma\overline{S}_c = 4500 + 10\,000 = 14\,500 \text{ Па } (\approx 1450 \text{ кгс/м}^2)$$

против $\Sigma\overline{S} = 12\,000$ Па при циркуляции воды во всех трех ответвлениях.

Полагая в качестве приближения, что мощность на валу насоса остается постоянной и пропорциональной кубу объема, новую подачу насоса получим из равенства:

$$12\,000 \cdot 0{,}5^3 = 14\,500\left(L_{\text{н}}'\right)^3,$$

откуда

$$L_{\text{н}}' = 0{,}47 \text{ м}^3/\text{ч} \approx 470 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды в каждом ответвлении составит:

$$G_1 = G_2 = 0{,}5 \cdot 470 = 235 \text{ кг/ч},$$

тогда как при расчетном режиме (т. е. при работе насоса на три ответвления) расход будет равен $\frac{500}{3} = 167$ кг/ч.

Гидравлическое разрегулирование в ответвлениях *1* и *2* будет составлять:

$$y_1 = y_2 = \frac{235}{167} - 1 = +0{,}41, \text{ т. е. } +41\%.$$

Допустим, что система отопления состоит из главного стояка и четырех ответвлений (рис. IX.11, *в*), тогда получим удельную потерю давления в узловом сечении *а*:

$$\Sigma\overline{S}_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}}\right)^2} =$$

$$= \frac{18\,000}{16} = 1125 \text{ Па } (112{,}5 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления во всей системе составит:

$$\Delta\overline{S}_{\text{сист}} = 10\,000 + 1125 = 11\,125 \text{ Па } (1112{,}5 \text{ кгс/м}^2).$$

При выключенном одном ответвлении *4* система будет работать по схеме (рис IX 11, *а*), в которой останутся три ответвления.

Находим частное:

$$\left(\frac{11\,125}{12\,000}\right)^{1/3} = 0{,}975.$$

Общая подача насоса

$$L''_н = 0{,}975 \cdot 500 = 487{,}5 \text{ кг/ч}$$

и расход в каждом ответвлении

$$487{,}5 : 3 = 162{,}5 \text{ кг/ч}$$

против расчетного расхода $500 : 4 = 125$ кг/ч.

Разрегулирование системы составит:

$$\frac{162{,}5}{125} - 1 = 0{,}30, \text{ т. е. } 30\%.$$

При четырех ответвлениях в системе и выключенных двух ответвлениях (рис. IX.11, *г*), получим то же разрегулирование, что и на рис. IX.11, *б*, т. е. равное +41%.

На основании проведенного расчета можно сделать вывод, что чем больше число ответвлений в системе с тупиковой циркуляцией воды, тем меньше гидравлическое разрегулирование системы при выключении одного из ответвлений.

Рассмотрим гидравлическое разрегулирование системы при выключении отдельных ее стояков.

Имеется система водяного отопления, состоящая из трех стояков, кроме главного стояка, и при работе насоса на холодной воде (т. е. без естественного циркуляционного давления) в каждом из этих стояков циркулирует одинаковое количество воды:

$$G_1 = G_2 = G_3 = 333 \text{ кг/ч}.$$

Удельные потери давления в отдельных участках и стояках указаны в верхней и нижней частях системы (рис. IX.12, *а*).

Сначала найдем удельные потери давлений при расчетном расходе воды, циркулирующей в стояках системы.

Находим частное:

$$C_1 = \frac{\bar{S}_{уч_1}}{\bar{S}_{уч_2}} = \frac{22\,000}{22\,000} = 1;$$

$$\beta = 0{,}5.$$

Удельная потеря давления в сечении *а* составит:

$$\Sigma\bar{S}_а = 22\,000\beta^2 = 5500 \text{ Па } (\approx 550 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельные потери в участке *5*, получим удельную потерю давления в сечении *б*:

$$\Sigma\bar{S}_б = 5500 + 2400 = 7900 \text{ Па } (\approx 790 \text{ кгс/м}^2) \text{ и т. д.}$$

Удельную потерю давления в третьем стояке найдем из условия, что $\beta_2 = 1/3$, т. е. чтобы расход в нем был равным 1/3 общего расхода воды, циркулирующей в системе отопления:

$$\frac{1}{3} = \frac{1}{1 + \sqrt{C_2}}\quad C_2 = 4\,;$$

$$C_2 = \frac{\bar{S}_{уч_3}}{7900}\,,$$

тогда

$$\bar{S}_{уч_3} = 31\,600 \text{ Па } (\approx 3160 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления в сечении *в* составит:

$$\Sigma \overline{S}_{в}' = 31\,600\,\beta_2^2 = 31\,600\,\frac{1}{3^2} = 3510 \text{ Па } (\approx 351 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельные потери давления в участке *6* и в главном стояке, получим удельную потерю давления во всей системе:

$$\Sigma \overline{S}_{сист} = 3510 + 1000 + 3000 = 7510 \text{ Па } (\approx 751 \text{ кгс/м}^2).$$

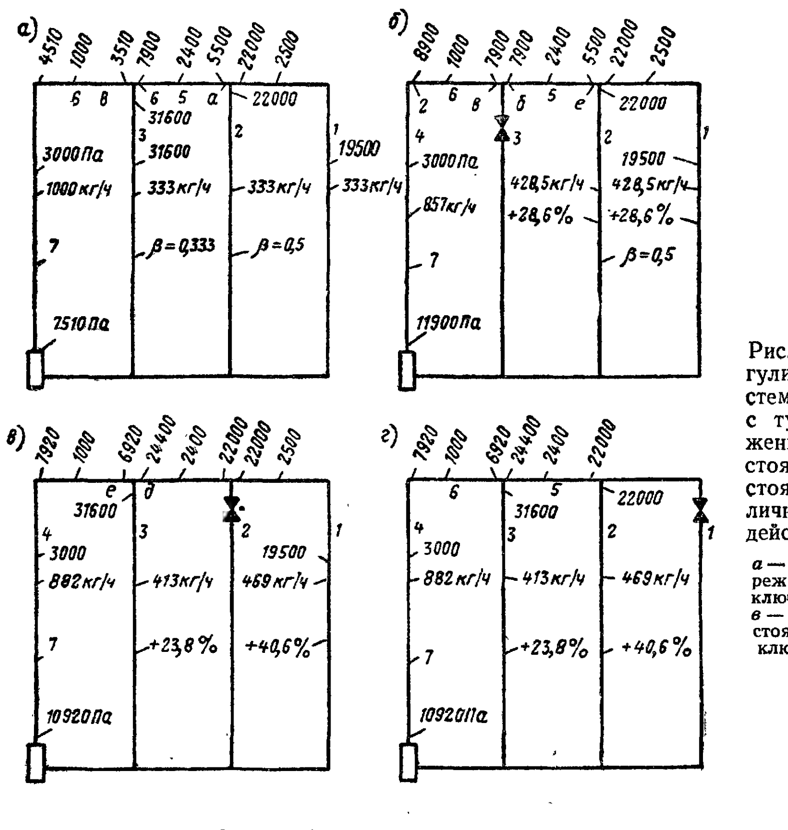


Рис. IX.12. Разрегулирование системы отопления с тупиковым движением воды, состоящей из трех стояков, при различных режимах действия системы

а — при расчетном режиме; *б* — при выключенном стояке *3*; *в* — при выключенном стояке *2*; *г* — при выключенном стояке *1*

Расход насоса $G_н = 1$ т/ч распределяем по пути от насоса к дальним участкам, учитывая, что коэффициенты расхода относятся к участкам, потеря давления в которых находится в числителе дроби:

$$C_2 = \frac{31\,600}{7900} = 4.$$

Находим коэффициент расхода:

$$\beta_2 = \frac{1}{1 + \sqrt{C_2}} = \frac{1}{3}$$

и расход воды в третьем стояке:

$$G_3 = \Sigma G \beta_2 = 1\,\frac{1}{3} = \frac{1}{3} \text{ т/ч} = 333 \text{ кг/ч}.$$

Расход в участке *5*:

$$G_5 = \Sigma G - G_3 = 1 - \frac{1}{3} = \frac{2}{3} \text{ т/ч} = 666 \text{ кг/ч}.$$

Наконец, расход G_5 распределяем по участкам *1* и *2*, удельные потери давлений в которых одинаковы $\overline{S}_{уч_1}=\overline{S}_{уч_2}=22\,000$ Па (≈ 2200 кгс/м²), тогда получим.

$$G_2=G_1=666\cdot 0{,}5=333 \text{ кг/ч}.$$

Таким образом, получим одинаковые расходы при расчетном режиме работы системы

Произведем расчет переменных режимов действия системы.

Вариант первый. Выключен стояк *3* системы с тремя стояками (рис. IX 12, *б*) Так как удельные потери давления в стояках *1* и *2* остались неизменными, то все удельные потери давления до сечения *б* остались также неизменными.

Удельная потеря давления в сечении *б* осталась такой же, как и в расчетном режиме — $\Sigma\overline{S}_б=7900$ Па (≈ 790 кгс/м²).

Удельная потеря давления в сечении *г*:

$$\Sigma\overline{S}_г=7900+1000=8900 \text{ Па } (890 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления во всей системе будет равна:

$$\Sigma\overline{S}_{сист}=8900+3000=11\,900 \text{ Па } (\approx 1190 \text{ кгс/м}^2) \text{ вместо}$$

7510 Па (≈ 751 кгс/м²) при расчетном режиме работы системы.

Принимая условно мощность, потребляемую насосом, и его к. п. д. неизменными, находим частное:

$$\left(\frac{7510}{11900}\right)^{1/3}=0{,}857.$$

Следовательно, общий расход воды в системе составит:

$$1\cdot 0{,}857=0{,}857 \text{ т/ч}=857 \text{ кг/ч}.$$

Так как $\overline{S}_{уч_1}=\overline{S}_{уч_2}$, то

$$G_1=G_2=\frac{857}{2}=428{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Разрегулирование в стояках системы составит:

$$\frac{428{,}5}{333}-1=0{,}286, \text{ т. е. } 28{,}6\%.$$

Вариант второй. Выключен стояк *2* (рис. IX 12, *в*), удельная потеря давления в сечении д $\Sigma\overline{S}_д=24000$ Па (≈ 2440 кгс/м²).

По стояку *3* удельная потеря давления осталась такой же, как и при расчетном режиме работы системы.

$\overline{S}_{уч_3}=31\,600$ Па (≈ 3160 кгс/м²).

Находим частное C и коэффициент расхода β:

$$C=\frac{31\,600}{24\,400}=1{,}295; \quad \beta=\frac{1}{1+\sqrt{1{,}295}}=0{,}468$$

Удельная потеря давления в сечении *е*:

$$\Sigma S_е=31\,600\cdot 0{,}468^2=6920 \text{ Па } (692 \text{ кгс/м}^2).$$

Общий расход воды, подаваемой насосом:

$$\Sigma G=1000\left(\frac{7510}{10920}\right)^{1/3}=882 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды в стояке *3*:

$$G_3=882\,\beta=882\cdot 0{,}468=413 \text{ кг/ч}.$$

Разрегулирование в стояке *3*:

$$\frac{413}{333} - 1 = 0,238, \text{ т. е. } + 23,8\%.$$

Расход в стояке *1*:

$$G_1 = 882 - 413 = 469 \text{ кг/ч}.$$

Разрегулирование в стояке *1*:

$$\frac{469}{333} - 1 = 0,406, \text{ т. е. } + 40,6\%.$$

Вариант третий. Выключен стояк *1* (рис. IX.12, *г*). Находим частное C и коэффициент расхода β:

$$C = \frac{31\,600}{24\,400} = 1,295; \quad \beta = \frac{1}{1 + \sqrt{1,295}} = 0,468.$$

Гидравлическое разрегулирование в стояке *3* равно +23,8% и в стояке *2* составляет +40,6%.

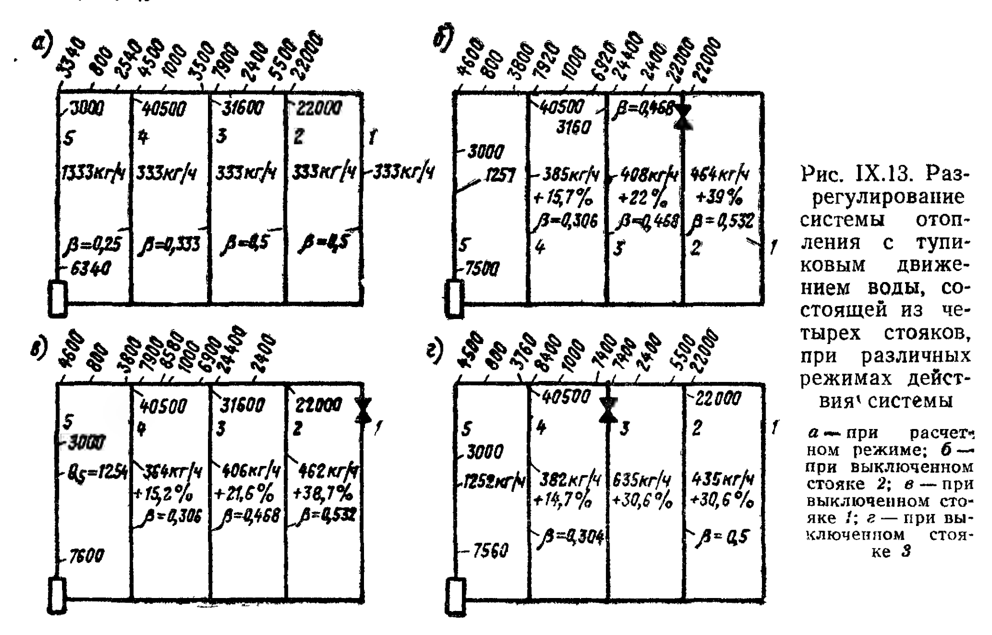


Рис. IX.13. Разрегулирование системы отопления с тупиковым движением воды, состоящей из четырех стояков, при различных режимах действия системы

а — при расчетном режиме; *б* — при выключенном стояке *2*; *в* — при выключенном стояке *1*; *г* — при выключенном стояке *3*

Принимаем систему с четырьмя стояками (кроме главного стояка) (рис. IX.13, *а*). Стояк *4* подбираем с такой удельной потерей давления, чтобы в нем был расчетный расход, равный расходу в остальных стояках: $\overline{S}_{уч\,4} = 40\,500$ Па (≈ 4050 кгс/м²). Гидравлическое разрегулирование при выключении отдельных стояков указано на рис. IX.13, *б*, *в*, *г*.

На основании сравнения результатов расчетов можно сделать вывод, что чем больше число стояков в системе отопления с тупиковой циркуляцией воды, тем больше ее гидравлическая устойчивость.

2. ТЕПЛОВОЕ РАЗРЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОДНОТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ОТДЕЛЬНЫХ СТОЯКОВ

Наряду с гидравлическим разрегулированием происходит и тепловое разрегулирование системы отопления.

Для системы из трех стояков (см. рис IX.12, *г*) при закрытом кране на стояке *1* получено наибольшее гидравлическое разрегулирование для стояка *2*, равное +40,6%.

В связи с таким увеличением количества воды, циркулирующей в отопительных приборах, произойдет увеличение теплопередачи приборов. При этом получится меньший перепад температуры воды в стояке:

$$\Delta t_{\text{ст}} = \frac{95-70}{1+0,406} = 17,8^\circ$$

против $\Delta t_{\text{ст}} = 25^\circ$ при расчетном режиме работы системы.

Средняя температура воды в приборах будет равна:

$$t_{\text{ср}} = \frac{95+95-17,8}{2} = 86,1^\circ \text{C}$$

и перепад температуры воды и воздуха в помещениях составит $\Delta t_{\text{ср}} = 86,1 - 18 = 68,1^\circ$ C против расчетного перепада $\Delta t_{\text{ср}} = 64,5^\circ$ C. Следовательно, увеличится теплопередача отопительных приборов:

$$\frac{68,1}{64,5} - 1 = 0,056, \text{ т. е. на } 5,6\%.$$

При этом расчете пренебрегаем незначительным увеличением коэффициента теплопередачи отопительных приборов и некоторым увеличением теплопотерь в связи с повышением $t_{\text{в}}$.

При $t_{\text{ср}} = 86,1^\circ > (95+70) : 2 = 82,5^\circ$ C уменьшится естественное циркуляционное давление, поэтому увеличение теплопередачи отопительных приборов будет меньше 5,6%.

Например, для пятиэтажного здания при $\Delta t_{\text{ср}} = 25^\circ$ естественное циркуляционное давление составляет $\Delta p_{\text{е}} = 1065$ Па (108,8 кгс/м²).

Если $\Delta t_{\text{ср}} = 17,8^\circ$, то естественное циркуляционное давление будет равно:

$$\Delta p'_{\text{е}} = 1065 \frac{17,8}{25} = 760 \text{ Па } (77,5 \text{ кгс/м}^2).$$

Разность естественных циркуляционных давлений составит:

$$1065 - 760 = 305 \text{ Па } (31,3 \text{ кгс/м}^2).$$

Итак, при закрытом стояке *1* за счет увеличения расхода циркулирующей воды в стояке *2* должна повыситься теплопередача отопительных приборов на 5,6%, но при этом уменьшится естественное циркуляционное давление, вследствие чего уменьшится количество циркулирующей воды, а следовательно, снизится теплопередача приборов. Другими словами, в однотрубной вертикальной системе с верхней разводкой происходит полезное саморегулирование теплопередачи отопительных приборов.

3. НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ ПРИ ЦЕНТРАЛЬНОМ КАЧЕСТВЕННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ

Рассмотрим способ определения разрегулирования систем при центральном качественном регулировании с помощью безразмерных характеристик. Для отопительных систем можно найти оптимальные сочетания температуры подаваемой воды и располагаемого циркуляционного давления, обеспечивающие их надежность. При этом для оценки надежности выбирают отношение теплопередачи 1 экм прибора в конечной точке стояка к теплопередаче 1 экм прибора в начальной точке $\frac{q_{\text{к}}}{q_{\text{н}}}$.

Сопоставление переменной величины этого соотношения в условиях действующего графика центрального качественного регулирования с переменным (в течение отопительного сезона) соотношением теплопотребления верхнего и нижнего этажей здания показывает степень надежности системы и позволяет выбрать рациональное с этой точки зрения располагаемое циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе отопления Величину $q_к/q_н$ можно определить при расчетах переменного режима работы системы методами математического моделирования. Однако такие расчеты дают только частные численные решения для конкретных случаев.

Решение с помощью безразмерных характеристик сводится к использованию двух графиков — для определения теплового (рис. IX.14) и гидравлического (рис. IX.15) разрегулирования системы.

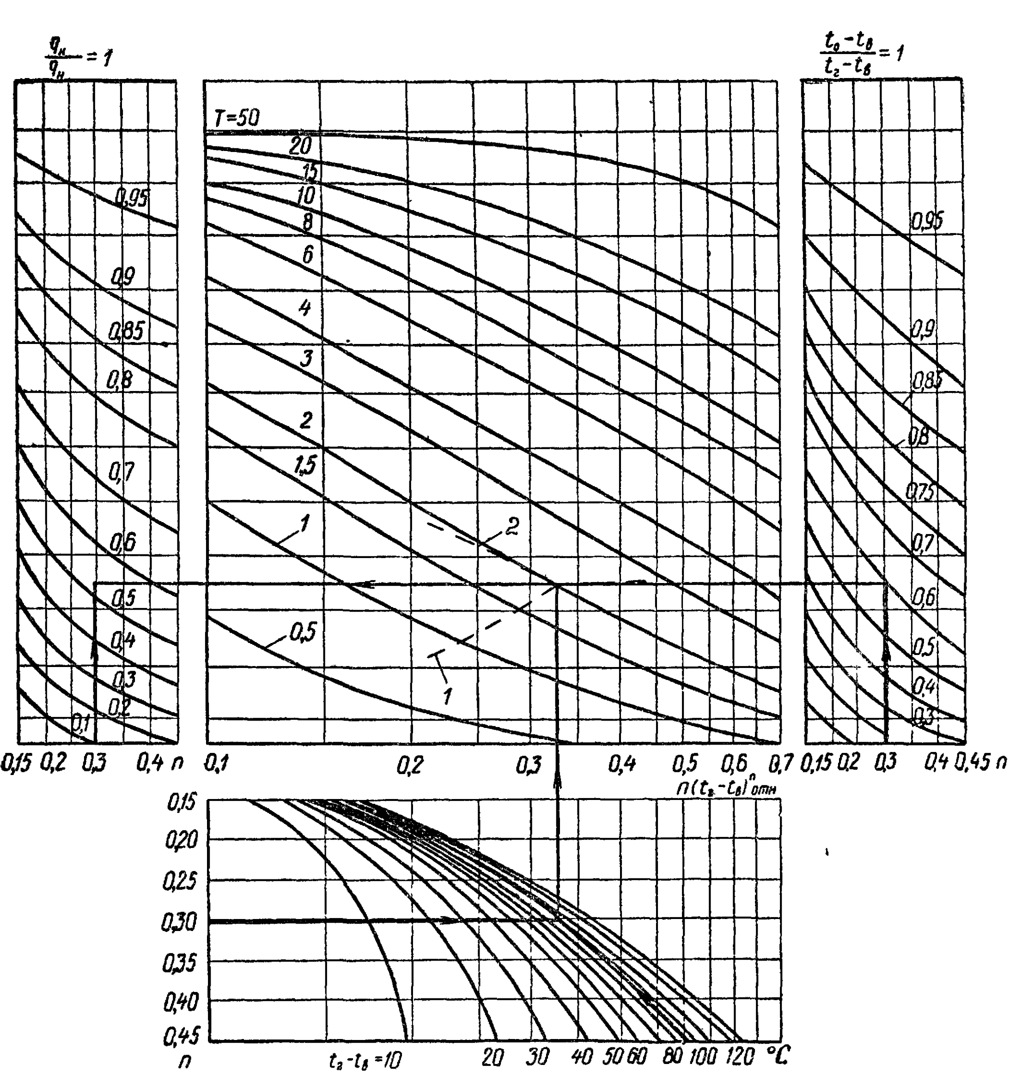


Рис IX.14. Определение теплового разрегулирования системы отопления

Эти графики составлены с использованием двух безразмерных характеристик:

гидравлической характеристики Г

$$Г = \frac{\Delta p_е}{\Delta p_н + \Delta p_е}, \qquad (IX.30)$$

где $\Delta p_е$ — естественное циркуляционное давление системы при расчетной температуре подаваемой и обратной воды;

$\Delta p_н$ — насосное циркуляционное давление в системе;

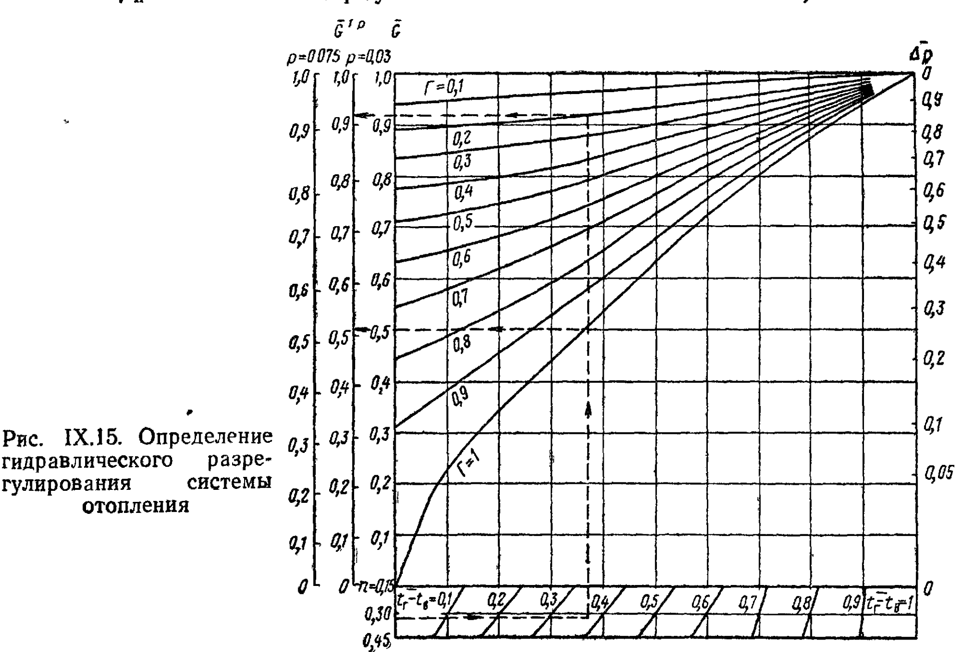


Рис. IX.15. Определение гидравлического разрегулирования системы отопления

тепловой характеристики Т

$$Т = \frac{\Delta t_{ср} \cdot \Delta t^{n}_{ср.отн}}{t_г - t_о} = \frac{n}{64{,}5^n \left[(t_о - t_в)^{-n} - (t_г - t_в)^{-n}\right]}, \qquad (IX.31)$$

где $\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор приборов по высоте системы:

$$\Delta t_{ср} = \left[\frac{n\,(t_г - t_о)}{(t_о - t_в)^{-n} - (t_г - t_в)^{-n}}\right]^{\frac{1}{1+n}}; \qquad (IX.32)$$

$\Delta t_{ср.отн}$ — средний относительный температурный напор приборов:

$$\Delta t_{ср.отн} = \frac{\Delta t_{ср}}{64{,}5^{\circ}},$$

n — показатель степени, характеризующий зависимость теплопередачи приборов от температурного напора [см формулу (III.31)].

Величина Т характеризует тепловое состояние отдельных стояков

(или горизонтальных ветвей однотрубных систем или приборов двухтрубных систем) при постоянном расходе протекающей по ним воды (G=const)

$$T' = T\,\bar{G}^{1-p}, \qquad (IX.33)$$

где $\bar{G}$ — относительный расход воды в стояке (или приборе) по отношению к расходу воды при расчетных условиях;

p — показатель степени, характеризующий изменение теплопередачи прибора от расхода воды [см. формулу (III.31)].

Гидравлическое разрегулирование систем оценивается по графику величиной $\bar{G}$, определяемой на основании известной характеристики Г и относительного начального температурного напора в системе $(\bar{t_г} - t_в)$, причем

$$\left(\overline{t_г - t_в}\right) = \frac{t'_г - t_в}{t_г - t_в}. \qquad (IX.34)$$

Тепловое разрегулирование оценивается по графику на рис. IX.14 величиной $\left(\frac{\bar{q}_к}{q_н}\right)$ в зависимости от характеристик Т и Т′, величин $(t_г - t_в)$ и $(t'_р - t_в)$ и показателя n, причем

$$\left(\frac{\bar{q}_к}{q_н}\right) = \frac{q'_к / q'_н}{q'_к / q_н}.$$

Поясним на примере возможность определения разрегулирования систем с помощью графиков.

Пример IX.7. Определить степень вертикального разрегулирования в эксплуатационных условиях двух стояков, действующих в различных однотрубных системах: стояк *1* — в системе с естественной циркуляцией Г=1, стояк *2* — в системе с насосной циркуляцией Г=0,2 Обе системы радиаторные с верхней подачей воды [n=0,32; p=0,03 — см формулу (III 38)], обслуживают 12-этажные жилые здания; $t_в$=18° C; $t_г$ изменяется от 105 до 50° C Подача тепла производится по графику центрального качественного регулирования.

Расчетные данные по каждому стояку и результаты расчета приведены в табл. IX.4.

Таблица IX.4

Расчет вертикального разрегулирования стояков

№ стояка	Расчетные условия $t_р - t_в = 105{-}18 = 87°$					Эксплуатационные условия $t'_р - t_в = 50{-}18 = 32°$					
	$t_р - t_о$	$\Delta t_{ср}$	Г	Т	$\frac{q_к}{q_н}$	$(\overline{t_г - t_в})$	$\bar{G}$	$\bar{G}^{1-p}$	Т′	$\frac{q'_к}{q'_н}$	$\left(\frac{\bar{q}_к}{q_н}\right)$
1	105—70	69,5	1	2	0,505	0,365	0,5	0,51	1,02	0,39	0,77
2	105—70	69,5	0,2	2	0,505	0,365	0,915	0,915	1,83	0,57	1,13

В соответствии с зависимостью (IX.31)

$$T = \frac{0,32}{64,5^{0,32}\left[(70-18)^{-0,32}-(105-18)^{-0,32}\right]} = 2.$$

Ход определения $\frac{q_к}{q_н}$ и $\frac{t_о-t_в}{t_г-t_в}$ при $t_г-t_в=87°$, $T=2$ и $n=0,32$ представлен на рис. IX.14; ход определения $\overline{G}$ и $\overline{G}^{1-p}$ при $\overline{(t_г-t_в)}=\frac{50-18}{105-18}=0,365$, $n=0,32$, $p=0,03$ — на рис. IX.15.

По полученным данным можно сделать вывод, что в стояке системы с естественной циркуляцией ($\Gamma=1$) при $t'_г=50°$ С относительная (по отношению к приборам верхнего этажа) теплопередача приборов нижнего этажа уменьшится на 23%, а в стояке с принудительной циркуляцией ($\Gamma=0,2$), напротив, возрастет на 13%.

Для любой системы и для любых ее параметров можно подобрать такое значение характеристики Г, при котором относительная теплопередача последних по ходу воды приборов при центральном качественном регулировании будет неизменной или будет изменяться в нужном направлении.

Расчеты показывают, что $\frac{q_к}{q_н}$ для вертикальных однотрубных систем при центральном качественном регулировании неизменно при значениях $\Gamma_{рек}$, определяемых по табл. IX.5.

Таблица IX.5

Значения рекомендуемых гидравлических характеристик $\Gamma_{рек}$ для однотрубных систем водяного отопления при верхней подаче воды

Расчетная температура подаваемой в систему воды $t_г$, °С	n	$\Gamma_{рек}$
95—110	0,15—0,25	0,35
95—110	0,3—0,35	0,6
115—120	0,15—0,25	0,4
115—120	0,3—0,35	0,75
125—130	0,15—0,25	0,5
95—130	0,4—0,45	0,8

В некоторых случаях в процессе качественного регулирования желательно иметь не постоянные, а изменяющиеся определенным образом значения $\frac{q_к}{q_н}$, например при отоплении жилых зданий, не имеющих организованного притока воздуха. В этом случае в связи с особенностями распределения инфильтрации наружного воздуха по этажам в различные периоды отопительного сезона изменяется соотношение теплопотребности нижних и верхних этажей с изменением температуры наружного воздуха. С учетом этого в таких зданиях при верхней подаче воды желательно иметь уменьшающееся при понижении $t'_г$ значение $\frac{q'_к}{q'_н}$. Следовательно, значения характеристики Г, приведенные в табл. IX.5 для верхней подачи воды, должны возрасти.

Зная рекомендуемые значения Г, высоту системы и температуру подаваемой воды $t_г$, можно выбрать оптимальное циркуляционное давление в системе Δp по рис. IX.16.

Так, для системы высотой 60 м при расчетной температуре подаваемой и обратной воды 105—70° С, $n=0,2$ и верхней подаче воды (средняя температура воды в восходящем стояке 105° С, нисходящем $\frac{105+70}{2}=87,5°$ С) находим по табл. IX.5 $\Gamma_{рек}=0,35$ и по номограмме на рис. IX.16 определяем, что рекомендуемое циркуляционное давление равно 20 000 Па (2000 кгс/м²) и насосное давление 20 000—7000=13 000 Па (1300 кгс/м²).

Насосное циркуляционное давление для вертикальных однотрубных систем с опрокинутой циркуляцией воды обычно зависит от условий прогревания стояков при запуске системы, определяемых следующей зависимостью:

$$\Delta p_{ст} > (\rho_х - \rho_г)\, g h_{ст}, \qquad (IX.35)$$

где $\Delta p_{ст}$ — потеря давления в стояке, Па;
$\rho_р$ — плотность воды в отопительном стояке при расчетной температуре, кг/м³;
$\rho_х$ — плотность холодной воды, кг/м³;
$h_{ст}$ — высота стояка, м.

На основании уравнения (IX.35) определяется минимально допустимая потеря давления в стояках и с учетом этой величины назнача-

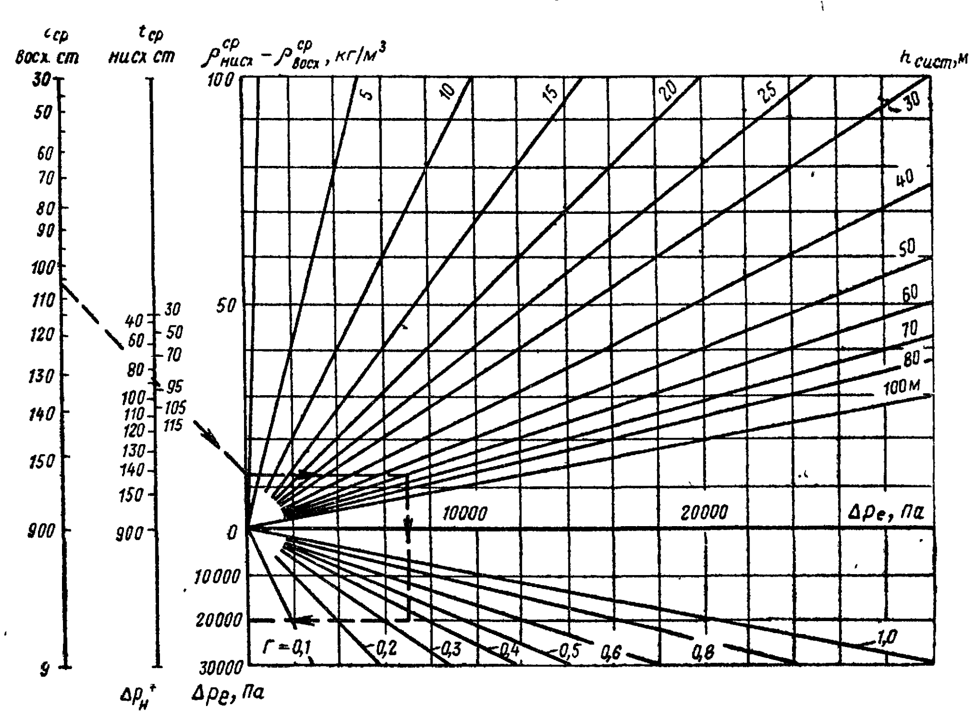


Рис. IX.16. Определение оптимального значения циркуляционного давления в системе отопления

ется минимально допустимое насосное циркуляционное давление в системе. Рассчитанное таким образом насосное циркуляционное давление является, как правило, оптимальным по условию надежности системы при центральном качественном регулировании.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ И ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Система с верхней разводкой. Потеря давления при естественной циркуляции воды через отопительный прибор нижнего этажа (рис. IX.17, *а*) стояка двухтрубной системы отопления указана в табл. IX.6.

$$\Sigma (Rl + Z) = 100{,}4 \text{ Па } (10{,}13 \text{ кгс/м}^2).$$

Таблица IX.6

Потеря давления при циркуляции воды через прибор первого этажа в двухтрубной системе водяного отопления

№ участка	Q, Вт	Q, ккал/ч	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	$p_д$, Па	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z, Па	Rl + Z, кгс/м²
1	725	625	25	20	1,3	5,5	0,02	0,2	0,54	0,7	1,1	1,8	0,18
2	2900	2500	100	20	5,8	5	0,077	2,94	5,4	31,3	14,7	46	4,69
3	2900	2500	100	20	4	2	0,077	2,94	5,4	21,6	5,9	27,5	2,8
4	1450	1250	50	15	1,3	2	0,072	2,65	7,35	9,6	5,3	14,9	1,52
5	755	652	25	15	1,3	12,5	0,03	0,618	2,2	2,45	7,75	10,2	0,94
												(Rl + Z) = 100,4	10,13

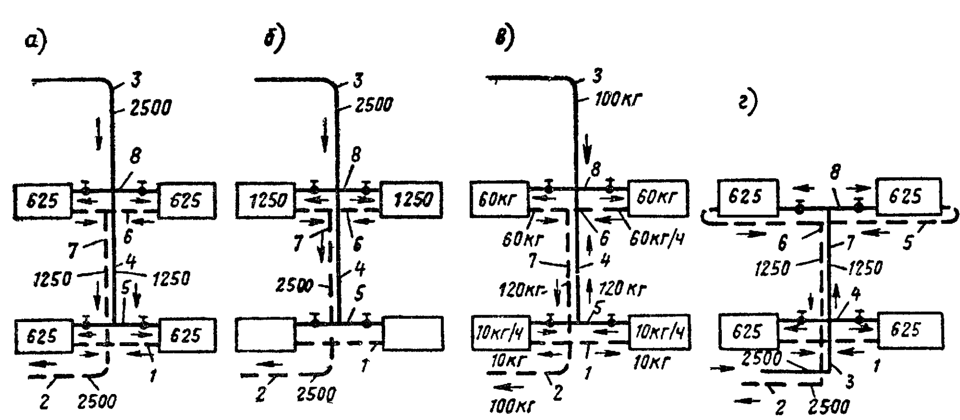


Рис. IX 17. Схема к определению потерь давления в стояках двухтрубной системы водяного отопления с верхней и нижней разводками при различных режимах действия системы

а — при расчетном режиме, *б* — при циркуляции воды только через приборы верхнего этажа; *в* — при обратной циркуляции воды в приборах нижнего этажа, *г* — при нижней разводке

Для циркуляции воды через расчетные участки прибора второго этажа располагаемое циркуляционное давление равно увеличению естественного циркуляционного давления по сравнению с прибором первого этажа

$$\Delta p_е = 2{,}8 \cdot 156 = 437 \text{ Па } (44{,}5 \text{ кгс/м}^2).$$

Плюс потери давления в участках *1*, *4* и *5*, т е

$$\Delta p_р^{II} = 437 + 1{,}8 + 14{,}9 + 10{,}2 = 462{,}9 \text{ Па } (47{,}14 \text{ кгс/м}^2).$$

Новыми являются три расчетных участка (*6*, *7* и *8*) Потеря давления в них согласно табл IX 7 составляет:

$$(Rl + Z) = 48{,}7 < 462{,}9 \text{ Па}$$

или

$$(Rl + Z) = 4{,}98 < 47{,}14 \text{ кгс/м}^2$$

Разницу давлений 414,2 Па (42,16 кгс/м²) следует погасить кранами двойной регулировки, установленными на подводках к отопительным приборам второго этажа В противном случае увеличится количество воды, циркулирующей не только через приборы данного этажа, но и во всей системе отопления

Предположим, что все стояки системы нагружены отопительными приборами такой

Таблица IX.7

Потеря давления при циркуляции воды через прибор второго этажа в двухтрубной системе водяного отопления

№ участка	Q, Вт	Q, ккал/ч	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	$p_д$, Па	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z, Па	Rl + Z, кгс/м²
6	725	625	25	15	1,3	5,5	0,036	0,618	2,16	2,8	3,4	6,2	0,64
7	1450	1250	50	15	2,8	5	0,072	2,65	7,35	20,6	13,2	33,8	3,45
8	725	625	25	15	1,3	9,5	0,036	0,618	2,16	2,8	5,9	8,7	0,89
										$\Sigma(Rl+Z)=48{,}7$			4,98

же мощности, как и в рассчитанном дальнем стояке системы отопления, а на приборах верхних этажей открыты все краны двойной регулировки

Так как для приборов второго этажа осталась неиспользованная разница давлений, то через эти приборы будет перемещаться большее количество воды

Случай, когда весь расход воды по стояку $G_{ст}=100$ кг/ч будет циркулировать только через приборы верхнего этажа, будет самым неблагоприятным, так как вызовет максимальное понижение температуры воздуха в помещениях нижнего этажа.

Рассмотрим случай, когда в приборах нижних этажей имеется «опрокинутая» циркуляция, т. е. когда вода из обратной линии поступает в нижние радиаторные пробки (рис IX.17, *в*) и, охлаждаясь в радиаторах, поступает вверх по участку *4*.

Если в участке *3* расход воды $G_3=100$ кг/ч, а в участке *4* циркулирует расход $G_4=20$ кг/ч, тогда в участках *6* и *8* расходы будут по 60 кг/ч, а в участке *7* будет циркулировать 120 кг/ч воды.

Потеря давления 263 Па (26,8 кгс/м²) при этом будет значительно меньше располагаемого давления 462,9 Па (47,14 кгс/м²).

Следовательно, приходим к заключению, что в двухтрубных системах с верхней разводкой в отопительных приборах нижних этажей может происходить опрокидывание циркуляции воды.

Таблица IX.8

Потеря давления при циркуляции воды через прибор первого этажа в двухтрубной системе водяного отопления с нижней разводкой

№ участка	Q, Вт	Q, ккал/ч	G, кг/ч	$d_у$, мм	l, м	Σζ	w, м/с	$p_д$, Па	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z, Па	Rl + Z, кгс/м²
1	725	625	25	15	1,3	5,5	0,036	0,618	2,16	2,8	3,4	6,2	0,64
2	2900	2500	100	20	5,8	6,7	0,077	2,94	5,4	31,3	19,6	50,9	5,19
3	2900	2500	100	20	6,3	3,7	0,077	2,94	5,4	34,0	10,8	44,8	4,56
4	725	625	25	15	1,3	11	0,036	0,618	2,16	2,8	6,8	9,6	0,89
									$\Sigma(Rl+Z)=111{,}5$				11,28

Система с нижней разводкой При той же тепловой нагрузке отопительных приборов, как и при верхней разводке (рис. IX.17, *г*) получим $\Sigma(Rl+Z)=111{,}5$ Па (11,28 кгс/м²) (табл. IX.8).

Для циркуляции воды через отопительные приборы второго этажа по сравнению с давлением для приборов первого этажа имеем большее располагаемое давление:

$$\Delta p_р^{II} = 2{,}8\left(\rho_{70°} - \rho_{95°}\right) g + \Sigma (Rl + Z)_{1,4} = 452 \text{ Па } (46 \text{ кгс/м}^2),$$

которое должно быть затрачено в четырех новых расчетных участках. Потери давления в этих участках составят:

$$\Sigma (Rl + Z) = 83{,}7 \text{ Па } (8{,}5 \text{ кгс/м}^2),$$

т. е. значительно больше потерь в системе с верхней разводкой (83,7>48,7 Па).

Как видно из рис. IX.17, *а*, *г*. при расчете теплопровода к приборам вторых этажей происходит гашение дополнительного располагаемого давления:

а) при верхней разводке в трех участках (в вертикальном длиной, равной высоте этажа, и в двух горизонтальных подводках);

б) при нижней разводке в четырех участках (в двух вертикальных каждый длиной, равной высоте этажа, и также в двух горизонтальных подводках).

На основании изложенного приходим к важному выводу: **при нижней разводке для приборов верхних этажей требуется меньшее дросселирование кранами на величину потерь в вертикальном участке длиной, равной высоте этажа,** т. е. при эксплуатации систем водяного отопления с нижней разводкой уменьшается степень дросселирования кранами двойной регулировки.

Следовательно, двухтрубные системы водяного отопления с нижней разводкой имеют бо̀льшую надежность действия, чем с верхней разводкой.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Константинова В. Е. Выбор располагаемого давления для однотрубных систем водяного отопления при центральном качественном регулировании. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1971, № 11.

Куранов И. Н. Качественное и количественно-качественное регулирование систем отопления. М., Госстройиздат, 1960.

Глава X

МЕСТНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 92. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Печным отоплением могут быть оборудованы здания высотой не более двух этажей, предназначенные под жилые дома, общежития, поликлиники, амбулатории, аптеки, больницы, торговые и бытовые помещения промышленных предприятий, клубы, кинотеатры со зрительным залом до 200 мест, столовые, рассчитанные на 200 мест, а также бани с пропускной способностью до 50 человек в час.

Достоинства печного отопления: меньшая стоимость устройства по сравнению с другими видами отопления; малая затрата металла (на колосниковую решетку, дверцы, вьюшки, задвижки и каркас); возмож-

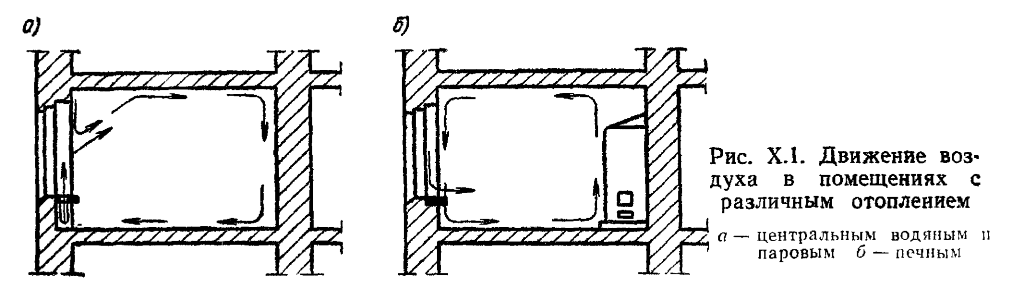


Рис. X.1. Движение воздуха в помещениях с различным отоплением

а — центральным водяным и паровым *б* — печным

ность использования местного топлива любого вида; сравнительно высокий коэффициент полезного действия.

Недостатки печного отопления: пожарная опасность; значительная затрата труда на топку печей; большие площади для хранения топлива и затруднительная его доставка, особенно в помещения верхних этажей; необходимость периодической чистки печи от золы и шлаков с неизбежным выделением при этом пыли; значительная площадь, занимаемая печью в помещении; неравномерность температуры воздуха в отапливаемом помещении в течение суток; опасность отравления окисью углерода (угарания) при неправильном уходе за печью и преждевременном закрытии задвижек у дымовой трубы.

Равномерная температура воздуха в течение суток обеспечивается правильным выбором типа печей и расположением их в плане здания или отдельной квартиры.

Конструкция печи должна обеспечивать больший прогрев нижней ее части для лучшего обогревания нижней зоны отапливаемого помещения.

На рис. X.1, *а* показано движение воздуха у наружных стен при центральном отоплении (в местах установки приборов). Теплые конвективные токи перемешиваются с холодными, идущими от окон.

При печном отоплении (рис. X.1, *б*) теплые конвективные токи под-

нимаются у поверхности печи, а охлажденные опускаются у противоположных наружных стен, поэтому происходит нежелательное понижение температуры воздуха у поверхности наружных стен. Однако это явление несколько сглаживается вследствие интенсивной циркуляции воздуха и за счет лучистого тепла, передаваемого от печи к наружным стенам.

§ 93. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

По теплоемкости печи разделяются на *теплоемкие* (активный объем[1] не менее 0,2 $м^3$, толщина внешних стенок топливника не менее 6 см и остальных частей — не менее 4 см) и *нетеплоемкие*, в основном металлические (иногда снабжаемые футеровкой).

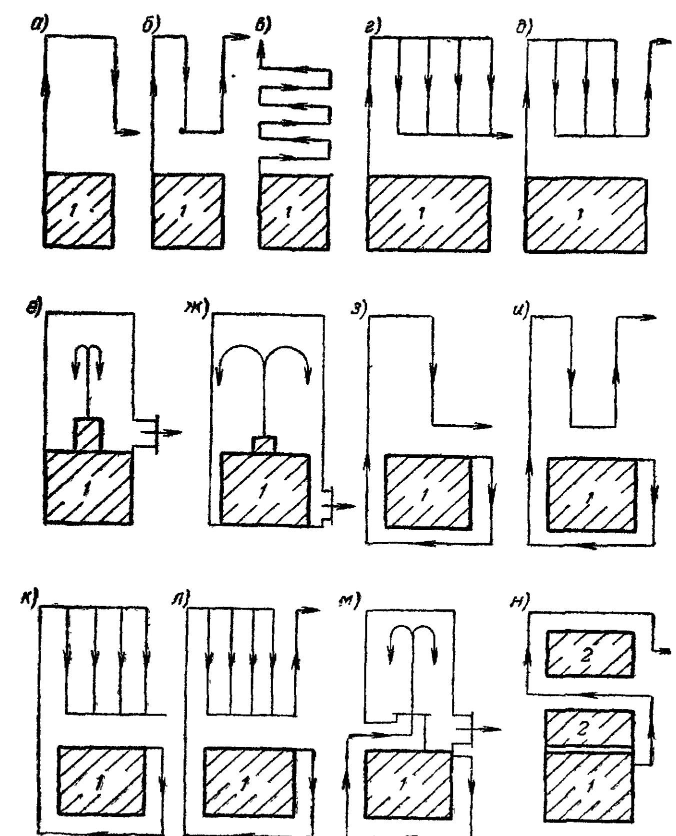


Рис. X.2. Схемы движения газов в комнатных печах

1 — топливник; *2* — воздушная камера

При умеренном прогреве максимальная температура внешней поверхности стенок печи в отдельных точках достигает 90° С; при повышенном прогреве — 120° С при средней температуре поверхности 90° С.

[1] Под активным объемом понимается объем нагревающегося массива печи (включая пустоты). Активная (расчетная) высота печи принимается от уровня колосниковой решетки или дна нижележащего дымового канала до верха перекрытия печи при толщине последнего 14 см и до низа перекрытия при толщине более 14 см.

В печах высокого прогрева температура их поверхности более высокая (до 160° С).

По движению газов печи подразделяются:

с движением газов по каналам, соединенным последовательно: однооборотные (рис. X.2, *а*), двухоборотные (рис. X.2, *б*), многооборотные с восходящим движением газов и с короткими вертикальными каналами (рис. X.2, *в*);

с движением газов по каналам, соединенным параллельно: однооборотные (рис. X.2, *г*), двухоборотные (рис. X.2, *д*);

со свободным движением газов — бесканальные, так называемые колпаковые печи (рис. X.2, *е* и *ж*);

с движением газов по комбинированной системе каналов (последовательных, параллельных и по бесканальной схеме), а также с нижним прогревом (рис. X.2, *з*—*м*) и с воздухонагревательной камерой (рис. X.2, *н*).

По толщине стенок печи бывают толстостенные (толщина стенок 12 см и более) и тонкостенные (толщина стенок топливника до 12 см, толщина остальных стенок до 7 см). **По форме в плане** они могут быть прямоугольные, квадратные, круглые и угловые.

Печи могут быть **одноэтажные и двухъярусные** (с топливником на каждом этаже).

Дымовые трубы для печей устраивают трех видов:

насадные, устанавливаемые непосредственно на печи;

внутристенные, прокладываемые в капитальных стенах;

коренные, отдельно стоящие, располагаемые на самостоятельном фундаменте.

Ввиду того что устройство коренных труб отличается большой стоимостью и, кроме того, требуется значительная площадь, более целесообразно их применять при групповом расположении печей, когда в одном трубном стояке устраивают каналы от двух или более печей (или от печи и кухонной плиты). Изготовляют печи из кирпича, жаростойких бетонных блоков и металла.

Печи могут быть кустарного, заводского и полузаводского изготовления.

По назначению печи подразделяются на отопительные, отопительно-варочные, варочные и специального назначения.

§ 94. ТОПЛИВНИКИ ПЕЧЕЙ

Расчет и проектирование топливников следует производить в соответствии с видом сжигаемого топлива. В топливнике старой конструкции имеется глухой горизонтальный под. Топливо, непосредственно соприкасающееся с подом, плохо омывается воздухом, который поступает только через открытую топочную дверцу, поэтому значительная часть воздуха, поступающего в топливник, не участвует в процессе горения и охлаждает топочное пространство печи. Избыток воздуха здесь достигает наибольшей величины, вследствие чего наблюдаются большие потери тепла с уходящими газами.

На рис. X.3, *а* приведен современный топливник для сжигания дров, в котором колосниковая решетка несколько углублена по отношению к уровню загрузочной дверцы. Дрова укладывают горизонтально. Воздух поступает в поддувало и, пройдя прозоры колосниковой решетки, разделяется на ряд струй, которые сравнительно равномерно омыва-

ют весь слой топлива. Благодаря этому получается меньший избыток воздуха, повышается температура горения и увеличивается коэффициент полезного действия топливника. Воздух, необходимый для горения топлива, поступает только в поддувало, топочная дверца при этом должна быть закрыта. Подача воздуха регулируется бóльшим или меньшим открыванием поддувальной дверцы.

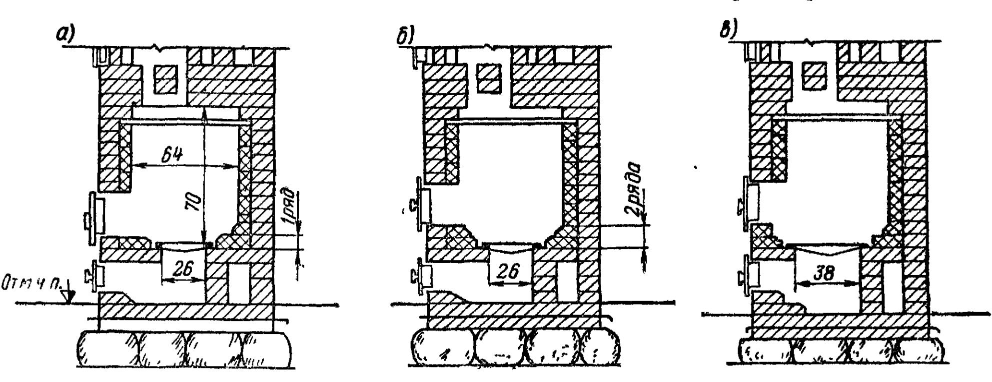


Рис. X.3. Топливники печей, работающих при сжигании различных видов топлива

а — дров; *б* — антрацита; *в* — торфа и бурого угля

Топка для сжигания антрацита представлена на рис. X.3, *б*.

Высокая температура, необходимая для горения антрацита (1600—1650° С), может быть достигнута при определенной толщине слоя топлива.

На рис. X.3, *в* показан топливник для сжигания торфа и бурого угля.

Для предотвращения появления угарного газа в задвижках печи оставляют отверстия диаметром 10—15 мм.

Расчет основных размеров топливника

Расход топлива, кг, за время одной топки печи составляет:

$$G = \frac{Q_{р}}{Q_{н}^{р}\, \eta_{п}}, \tag{X.1}$$

где $Q_р$ — требуемая расчетная теплопередача печи при двух топках в сутки, равная 12 $Q_п$, т. е. равная теплопотерям отапливаемых помещений за 12 ч, кДж (ккал);

$Q_н^р$ — низшая рабочая теплотворность топлива, кДж/кг (ккал/кг) (приложение 6);

$\eta_п$ — к. п. д., принимаемый равным для печей с колосниковой решеткой при сжигании антрацита 0,75 и при сжигании топлива других видов 0,7, для печей с глухим подом — 0,4.

Объем топлива, м^3, для разовой загрузки в топливник равен:

$$V = \frac{G}{\rho} \div \frac{0,75\,G}{\rho}, \tag{X.2}$$

где ρ — плотность топлива, кг/м^3 (приложение 6).

Площадь пода печи, м², составляет:

$$F_{п} = \frac{V}{h}, \qquad (X.3)$$

где h — толщина слоя топлива, м (приложение 6).

Высоту топливника назначают с таким расчетом, чтобы он вмещал слой топлива необходимой толщины и чтобы над этим слоем оставалось свободное пространство. Объем этого пространства должен быть тем больше, чем выше содержание в топливе летучих и горючих веществ.

Объем топливника, полученный по конструктивным размерам, должен быть проверен по допустимому тепловому напряжению объема топочного пространства для топлива данного вида. Расчетный объем топливника, м³, определяют по формуле

$$V_{т} = \frac{GQ_{н}^{р}\eta_{т}}{3{,}6z\left(\frac{Q_{р}}{V_{т}}\right)}, \qquad (X.4)$$

где $\eta_{т}$ — к. п. д. топливника с учетом топлива, несгоревшего и провалившегося в поддувало; для колосниковых решеток $\eta_{т} = 0{,}9$; при глухом поде $\eta_{т} = 0{,}7$;

z — продолжительность топки, ч;

$\frac{Q_{р}}{V_{т}}$ — допустимое тепловое напряжение объема топочного пространства, Вт/м³ [ккал/(ч·м³)] (приложение 6).

Не следует допускать превышения теплового напряжения топочного пространства более 15% по сравнению с расчетным, так как при этом будет уменьшаться температура горения топлива.

Площадь колосниковой решетки, м², определяют по формуле

$$F_{р} = \frac{G}{zB_{р}}, \qquad (X.5)$$

где $B_{р}$ — допустимое напряжение колосниковой решетки, кг/(м²·ч) (приложение 6).

Площадь поддувального отверстия, м²:

$$F_{п} = \frac{GL_{0}\left(1 + \frac{t_{в}}{273}\right)}{zv \cdot 3600}, \qquad (X\ 6)$$

где L_{0} — объем воздуха, при температуре 0° С и атмосферном давлении, практически необходимый для горения 1 кг топлива, м³/кг (см приложение 6);

$t_{в}$ — температура воздуха в помещении, °С;

v — скорость движения воздуха в живом сечении поддувального отверстия, равная 1—2 м/с.

§ 95. ТЕПЛОЕМКИЕ ПЕЧИ

1. ПЕЧИ УМЕРЕННОГО ПРОГРЕВА

Тип печи следует выбирать исходя из условия обеспечения полного сгорания топлива и недопущения большого количества сажи. Необхо-

димо также, чтобы печь хорошо прогревалась в нижней части для нагревания нижней зоны помещения, что особенно важно для первого этажа зданий.

Максимальная теплоотдача нижней части печи при одновременном повышении температуры горения топлива за счет устройства первых газоходов рядом с топливником достигнута в печи конструкции

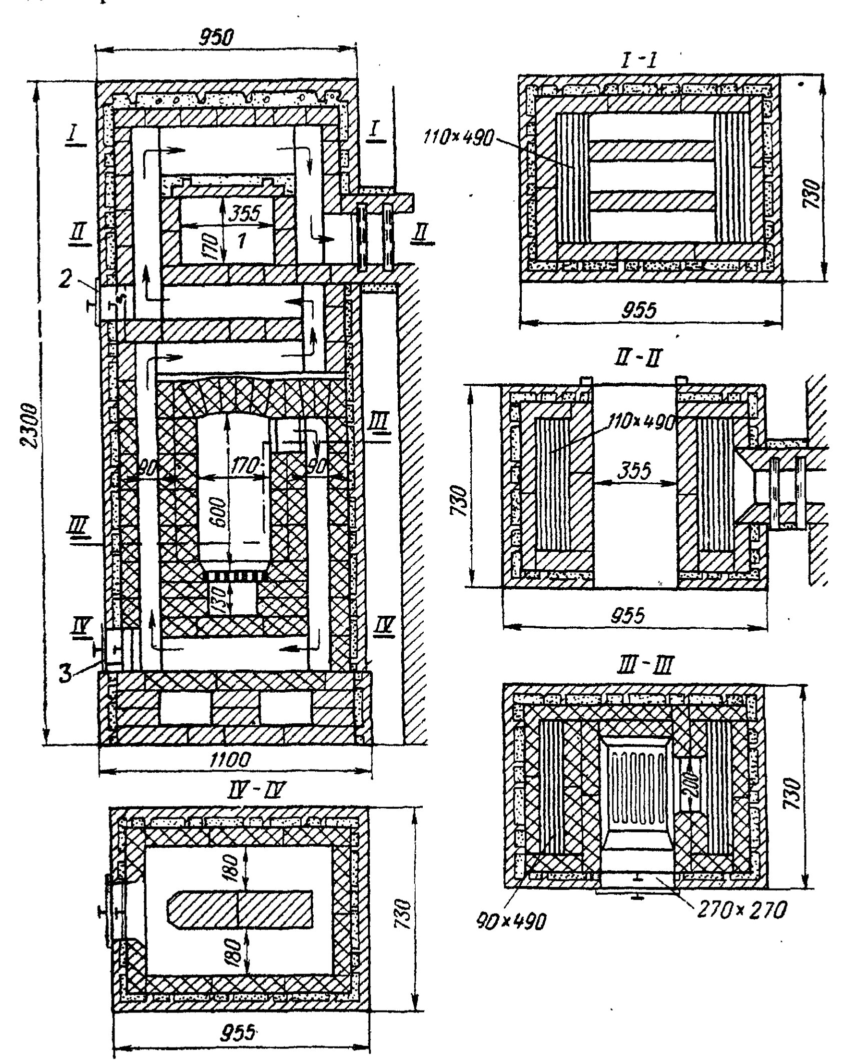


Рис. X.4. Печь конструкции П. Н. Смухнина

П. Н. Смухнина (рис. X.4), предусматривающей последовательное движение газов по каналам.

Для увеличения теплоотдающей поверхности в верхней части печи устроена сквозная камера *1*. Для прочистки горизонтальных газоходов предусмотрены дверки *2* и *3*. Наряду с эксплуатационными достоинствами следует отметить сложность кладки этой печи.

На рис. X.5 показана печь с нижним прогревом и движением газов по комбинированной системе последовательных и параллельных каналов. Размер 0,89×0,64×1,96 м, теплопередача Q=3100 Вт (2700 ккал/ч) По своей форме в плане она пригодна для отопления двух смежных комнат с топкой из коридора.

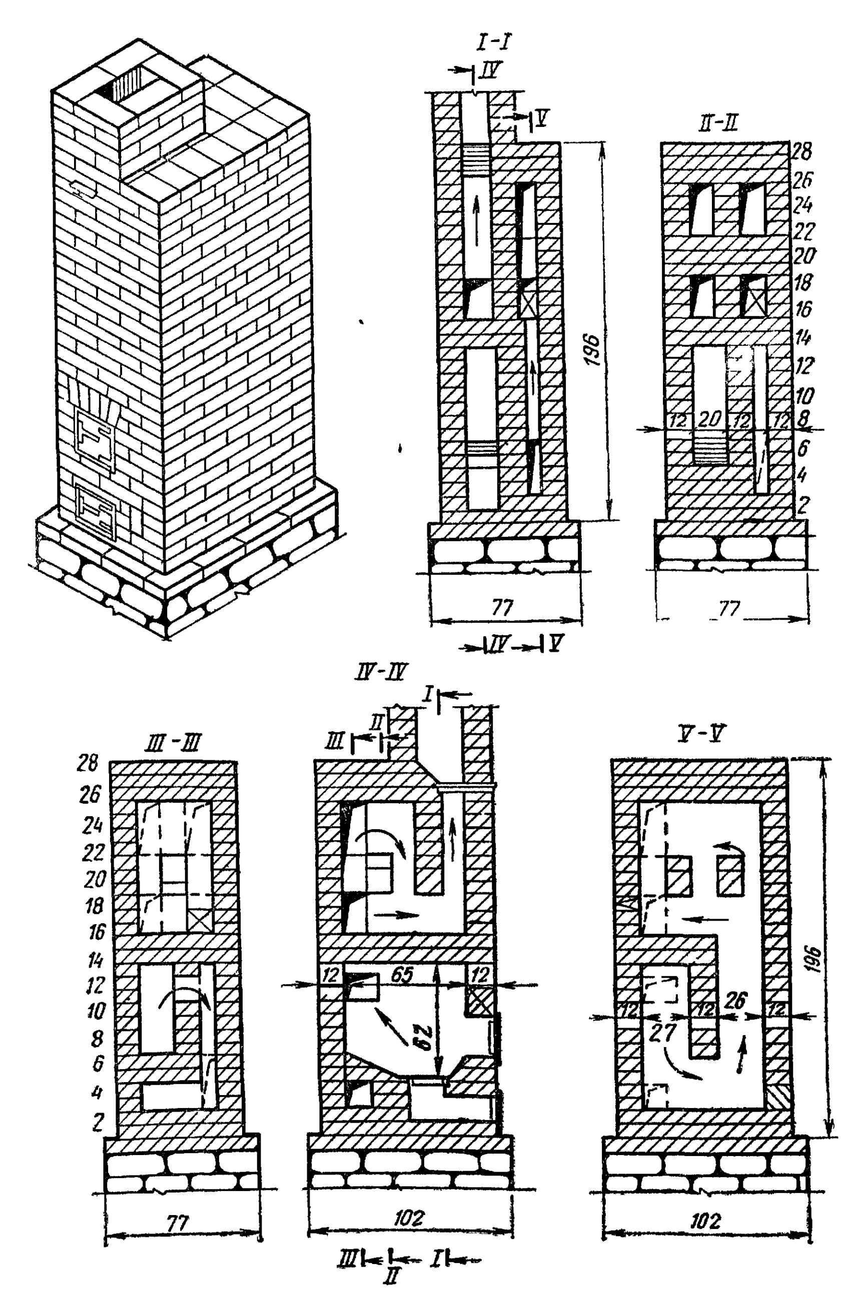


Рис. X.5. Печь с нижним прогревом

Недостатками являются узкий топливник (шириной 0,2 м) и обуженный газоход, расположенный сбоку топливника. При сжигании дров следует предусмотреть вторую задвижку.

Двухъярусная бесканальная печь (рис. X.6) имеет размер в плане 1,66×0,51 м. Теплопередача первого яруса печи $Q_1=3700$ Вт (3200 ккал/ч), второго — $Q_2=3000$ Вт (2600 ккал/ч).

Газы из нижнего топливника поступают в верхний колпак, затем опускаются до самого низа печи и направляются в дымовую трубу.

Во втором этаже печи колпак над топливником имеет большую высоту, потому что в задней ее части размещается еще дымоход от печи нижнего этажа.

Опускные каналы, расположенные позади топливников, можно опустить еще на два ряда, т. е. начинать кладку их после первого ряда. Печь отличается весьма простой конструкцией и рекомендуется для применения только при сжигании тощих углей и антрацита.

Существенным недостатком бесканальных печей является перегрев

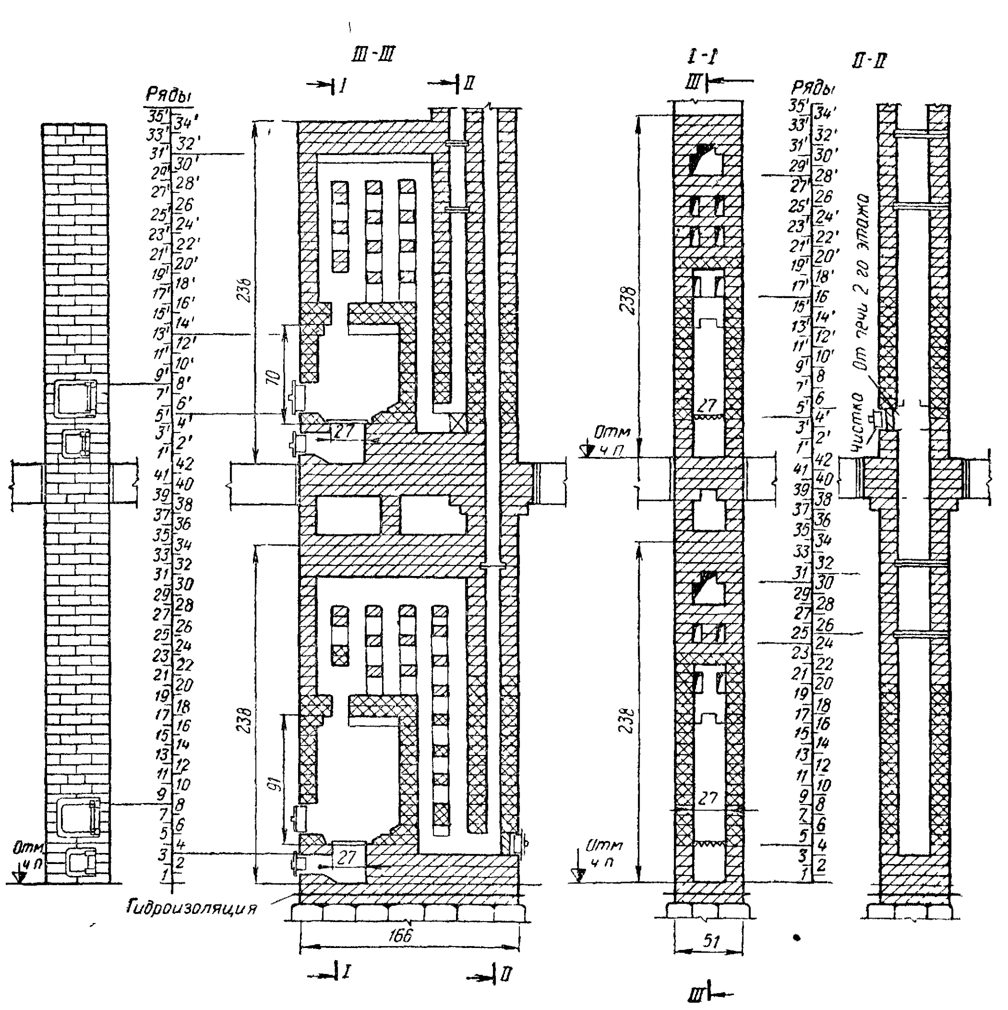


Рис. X.6. Двухъярусная печь

верхней части печи и относительно слабое прогревание среднего и нижнего поясов, особенно у больших бесканальных печей с внутренним топливником, стенки которого не являются внешними стенками печи, а скрыты внутри нее. По этим соображениям не все типы бесканальных печей можно рекомендовать для применения.

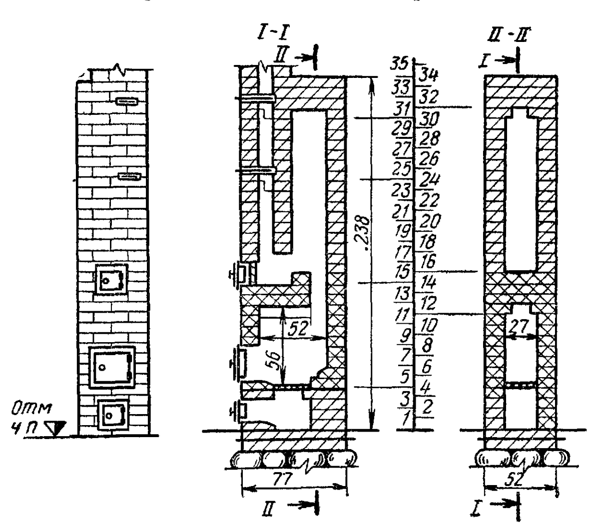


Рис. X.7. Печь умеренного прогрева с теплопередачей 2300 Вт (2000 ккал/ч) и $M=0,4$

Печь, представленная на рис. X.7, имеет размер 0,77×0,51×2,38 м. Теплопередача $Q=2300$ Вт (2000 ккал/ч). Один и тот же вертикальный газоход служит для подъема и опускания газов, поэтому данная печь относится к типу бесканальных.

Объединение подъемного и опускного каналов в общий канал-колпак, хотя и сравнительно малого сечения (0,26×0,26 м), позволило уменьшить длину печи. Печь рекомендуется применять для сжигания тощих углей и антрацита.

2. ПЕЧИ ПОВЫШЕННОГО ПРОГРЕВА

При печном отоплении рекомендуется предусматривать преимущественно сборно-блочные печи длительного горения с нижним прогревом и другие печи заводского изготовления.

При индустриальном изготовлении печей особо важное значение приобретают вопросы уменьшения размеров и массы, а также повышения теплопередачи. Конструирование печей повышенного прогрева связано также с требованием обеспечения минимального коэффициента неравномерности теплоотдачи. Только при этом условии может быть решен вопрос об удовлетворительной амплитуде колебаний температуры воздуха в помещении.

Сборная печь МВМС-306 из изразцовых блоков размером 0,55×0,77×1,95 м изображена на рис. X.8. Печь устанавливают на двух подставках, на которые укладывают два стальных уголка; между ними помещают стальной лист толщиной 1—2 мм. Теплопередача печи $Q=3500$ Вт (3000 ккал/ч), коэффициент неравномерности теплопередачи $M=0,32$.

Топливник выложен из кирпича на ребро, поверх топливника внутри

печи укладывается насадка из кирпича на ребро. Наружные стенки печи составляют из блоков толщиной 0,09 м, укладываемых на глиняном растворе. Печь канальная однооборотная. Газы из топливника поступают вверх по центральному каналу, в котором установлены рассечки, затем они опускаются вниз у наружных стенок и на уровне верха топливника направляются в дымовую трубу (в любую из боковых стенок печи).

Рис. X.8. Печь МВМС-306 с теплопередачей $Q=3500$ Вт (3000 ккал/ч) и $M=0,32$

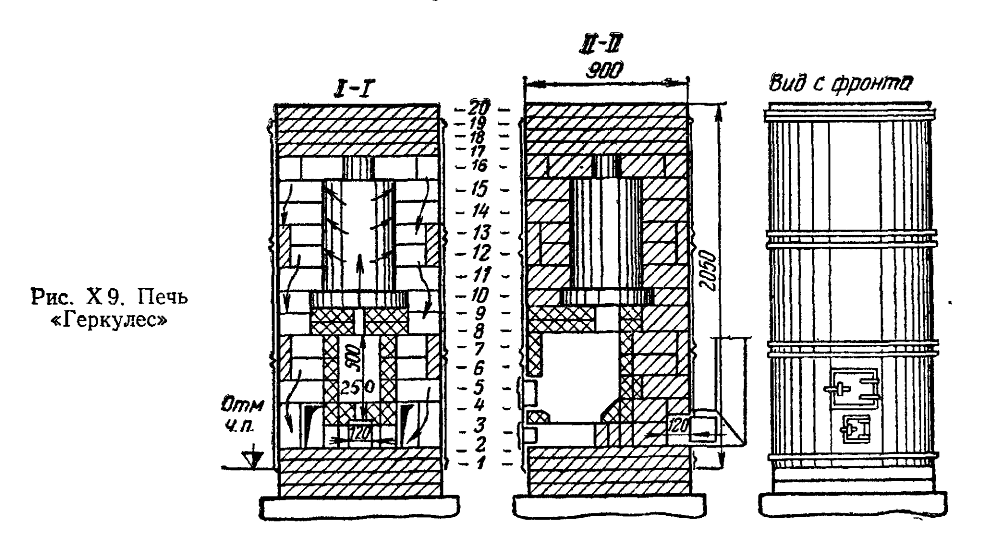


Рис. X9. Печь «Геркулес»

Для сборно-блочных бетонных печей отдельные блоки транспортируются в заранее заготовленном каркасе, который состоит из двух рам (передней и задней), соединяемых между собой полосами на бол-

тах. Облицовывают печь листами асбофанеры, нарезанными по шаблонам.

Печь высокого прогрева «Геркулес» имеет теплопередачу при двух топках в сутки 7000 Вт (6000 ккал/ч). Коэффициент неравномерности теплопередачи $M=0{,}5$. Печь бесканальная, стенки футеруются не сплошь, а отдельными поясами в местах соединения звеньев футляра (рис. X.9).

Газы из топливника выходят в цилиндрическую камеру, затем проходят через вертикальные щели, образуемые ребрами кладки, отводятся в нижнюю часть печи и далее направляются в дымоход.

Газы соприкасаются с незащищенной металлической стенкой футляра только после того, как они обогреют внутреннюю кладку печи. Благодаря этому устраняется перегрев наружных стальных стенок печи свыше 180—200 °С. Средняя температура поверхности печи во время максимального нагревания не превышает 160 °С. Достоинством ее является быстрое прогревание.

Печь рекомендуется применять для временного отопления мастерских и торговых помещений.

§ 96. НЕТЕПЛОЕМКИЕ ПЕЧИ

К нетеплоемким относятся тонкостенные печи, изготовляемые из кровельной или листовой стали, а также отливаемые из чугуна. Нетеплоемкие печи применяют для отопления временных сооружений и помещений с периодическим пребыванием людей. Печи обычно состоят из одного топливника без внутренних газоходов, поэтому температура отходящих газов высокая, и если газы сразу отводятся в дымовую трубу, то они уносят до 50% тепла, содержащегося в топливе.

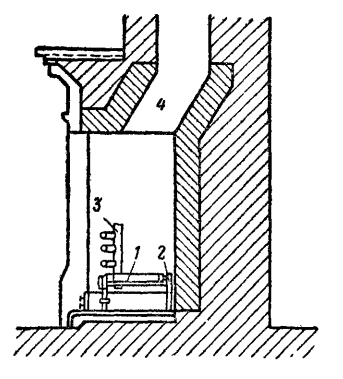


Рис. X.10. Камин

Более высокая температура достигается в топочном пространстве в металлических печах с футеровкой.

Учитывая недостатки печей периодического действия (неравномерность теплопередачи во времени, а следовательно, большая амплитуда колебания температуры воздуха в помещении между топками; значительный массив кладки, необходимый для увеличения аккумуляции тепла во время топки), более распространенными являются нетеплоемкие печи непрерывного горения.

К нетеплоемким печам можно отнести также и камины (рис. X.10). Камины представляют собой кирпичную нишу для открытого сжигания топлива (в виде костра).

Показанный на рис. X.10 камин снабжен чугунной топочной решеткой *1*, устанавливаемой на чугунном или стальном таганчике *2*, который огражден спереди перилами *3*, препятствующими выпаданию топлива на пол. Дымовые газы уходят в дымоход *4*. Процесс горения топлива в камине вследствие большого избытка воздуха и отсутствия регулирования протекает с малым тепловым коэффициентом полезного действия (15—20%). Кроме того, тепло передается помещению только излучением слоя горящего топлива и от разогретых стенок ниши, а тепло уходящих ды-

мовых газов не используется. Вследствие этого камины в настоящее время применяют редко, в основном только из эстетических соображений.

§ 97. ОТОПИТЕЛЬНО-ВАРОЧНЫЕ ПЕЧИ

К отопительно-варочным печам относится модифицированная русская печь с обогревательным щитком. Наряду с отоплением 30—40 м^2 жилой площади печь служит также для варки пищи. Обогревательный щиток (для зимы) выкладывается в $^1/_2$ кирпича, в летнее время дымовые газы выпускаются мимо щитка, прямо в дымовую трубу (рис. X.11). Размер печи в плане 1,66×1,53 м.

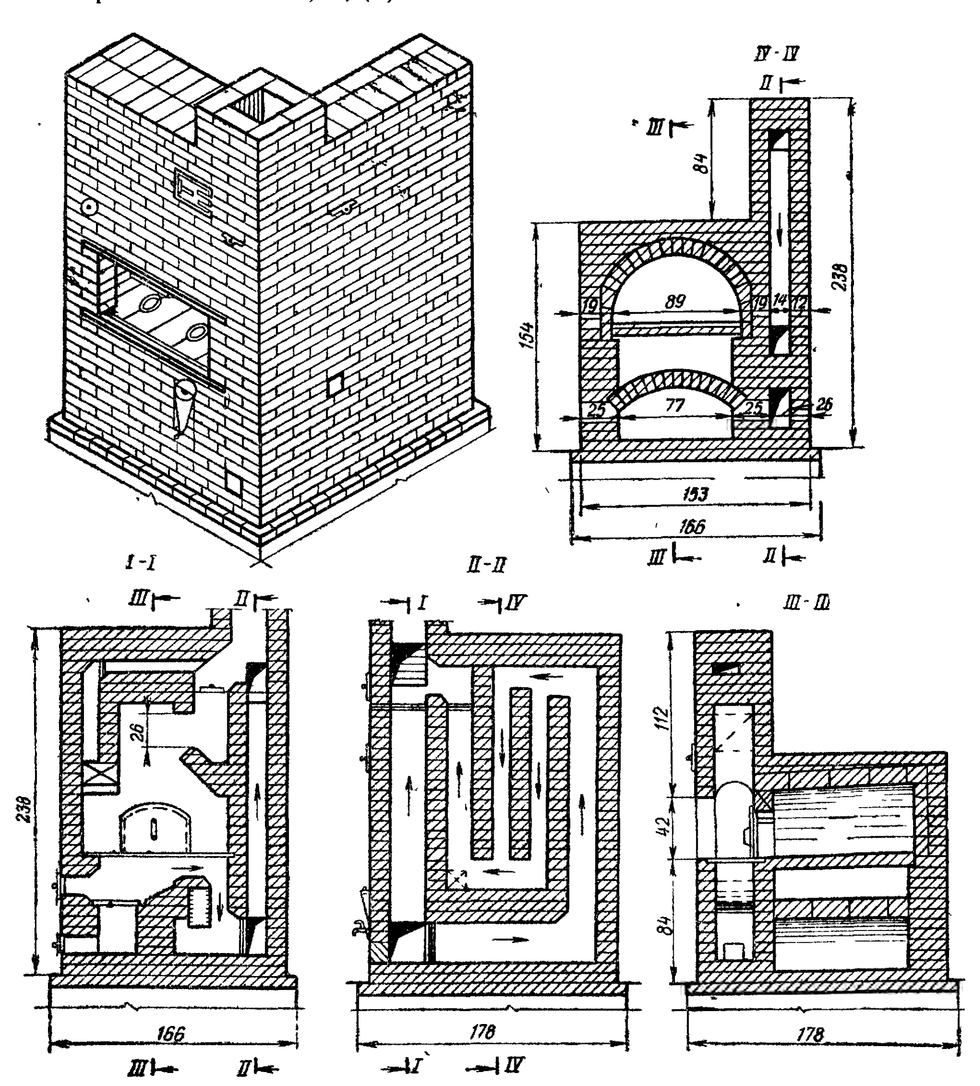


Рис. X.11. Русская печь с плитой и обогревательным щитком

Печь необходимо размещать таким образом, чтобы стенка щитка выходила в ту комнату, которая должна отапливаться Топливник для щитка и для плиты общий, располагается ниже шестка (под открытой камерой с фронта печи) В передней стенке имеется задвижка, которую закрывают по окончании топки плиты Задвижка в боковой стенке щитка служит для закрывания дымовой трубы после окончания топки.

§ 98 ПРАВИЛА КЛАДКИ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

Для обеспечения наиболее равномерной температуры в помещении печь лучше располагать у наружных стен. Однако в этом случае возникают большие неудобства при устройстве дымовой трубы. При размещении ее в наружной стене происходит неизбежное охлаждение дымовых газов и ухудшается тяга Кроме того, при таком расположении печи затрудняются подача топлива и удаление золы Поэтому печи обычно размещают у внутренних стен помещения

Если в здании имеется коридор (например, в общежитиях, гостиницах), печи следует располагать таким образом, чтобы топочные дверки

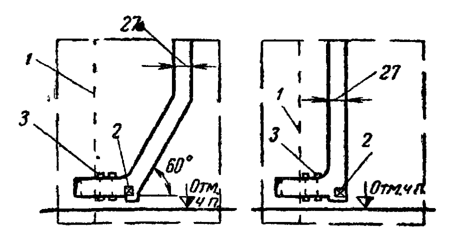


Рис X 12 Относ дымохода в сторону от печи (увод) при выводе дыма внизу печи

1 — грань печи, 2 — прочистная дверца; 3 — задвижка

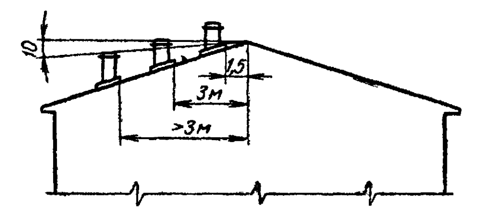


Рис X 13 Расположение верха дымовой трубы относительно конька крыши

были обращены в коридор. Так же размещаются печи в детских зрелищных и школьных зданиях.

Фундаменты под печи выполняют из кирпича или бутового камня на известковом растворе, а при влажном грунте — на цементном растворе. Для устройства фундаментов рекомендуется применять бетонные блоки.

Насадные и коренные трубы устраивают в зданиях в тех случаях, если по каким-либо причинам невозможно сделать дымовые каналы в стенах. Минимальная толщина стенок дымоходов из жаростойкого бетона или кирпича от комнатных печей и кухонных очагов индивидуальных квартир принимается 0,12 м.

Дымовые каналы, как правило, должны быть вертикальными. По местным условиям в отдельных случаях допускается отклонение канала от вертикали в сторону (увод) на расстояние не более 1 м и под углом не более 30° к вертикали (рис. X.12).

Для каждой печи следует предусматривать, как правило, отдельный дымоотводящий канал высотой не менее 5 м в коренной или насадной трубе или в каменной стене с непосредственным выводом выше кровли.

Дымоходы выводятся выше конька крыши здания на 0,5 м, если труба расположена на расстоянии не более 1,5 м от конька крыши. Если труба удалена на расстояние 1,5—3 м, дымоход выводится до уровня конька крыши.

Если труба отстоит от конька крыши на расстоянии более 3 м, то верх трубы может находиться на таком уровне, чтобы прямая, соединяющая верх трубы с коньком крыши, составляла с горизонтом угол не более 10° (рис. X.13).

Сечение дымовой трубы определяется по скорости движения отходящих газов (около 1,5 м/с). Температура газов в дымовой трубе при сжигании дров принимается 130 °С, бурого угля 120 °С, антрацита 110 °С.

Для кладки печей используют следующие основные материалы: жаростойкий бетон, кирпич глиняный обыкновенный тугоплавкий и огнеупорный, обыкновенную тугоплавкую и огнеупорную глину, песок, шамотный порошок.

Кирпичные печи кладут из хорошо обожженного обыкновенного глиняного кирпича, силикатный кирпич не применяют, так как он разрушается при высоких температурах. Кирпич кладут на глиняном растворе, представляющем собой жидкую смесь песка и глины. При кладке огнеупорного кирпича применяют шамотный порошок.

Обыкновенный (полнотелый) глиняный кирпич должен иметь правильную форму и быть полномерным; нормальный обжиг — красный.

Тугоплавкий кирпич (типа гжельского) применяют при сжигании дров; огнеупорный кирпич (шамотный) — при сжигании антрацита. Толщина швов при кладке обыкновенного кирпича должна быть не более 5 мм, а при кладке огнеупорного кирпича — не более 3 мм. Стенки или футеровку топливника следует выполнять из тугоплавкого или огнеупорного кирпича на тугоплавкой глине.

При кладке печи должна обязательно соблюдаться перевязка швов. Одновременно с кладкой печи устанавливают печные приборы, которые состоят из топочной, поддувальной, прочистных и вьюшечных дверок, колосниковых решеток и задвижек. Лучшим материалом для печных приборов является чугун. Топочные и другие дверцы из чугуна не коробятся и дают уплотненный притвор.

При проектировании печного отопления следует соблюдать основные противопожарные правила.

В тех местах, где сгораемые части зданий (например, стены, перегородки, перекрытия, балки и т. п.) примыкают к дымовым каналам от отопительных печей, необходимо устраивать разделки (т. е. утолщения в кирпичной кладке труб и стен, граничащих с дымовыми каналами).

Между печью или дымовой трубой, с одной стороны, и сгораемой стеной или перегородкой, с другой стороны, требуется предусматривать воздушный промежуток (отступку) на всю высоту печи или дымовой трубы.

Сгораемые стены и перегородки в отступках должны быть защищены теплоизоляционными несгораемыми материалами (известковой, известково-гипсовой или известково-цементной штукатуркой толщиной 25 мм, асбестовермикулитовыми плитами толщиной не менее 25 мм, кирпичной облицовкой на глиняном растворе толщиной 60 мм и пр.).

Отступка нетеплоемкой печи должна быть открытой с двух сторон, пол выложен кирпичом в один ряд. При размещении печи в проеме деревянной стены следует оставлять кирпичные разделки. Если печь установлена у деревянной перегородки, то оставляется кирпичная разделка размером 0,13×0,13 м.

На рис. X.14, *а* показана разделка труб и дымоходов в деревянных чердачных перекрытиях, а на рис. X.14, *б* — в междуэтажных перекрытиях.

Расстояние от верхней плоскости перекрытия печи до защищенного

от возгорания потолка помещения должно быть не менее 0,25 м при теплоемких и 0,7 м при нетеплоемких печах.

Отвод дыма от отопительных установок в вентиляционные каналы не допускается.

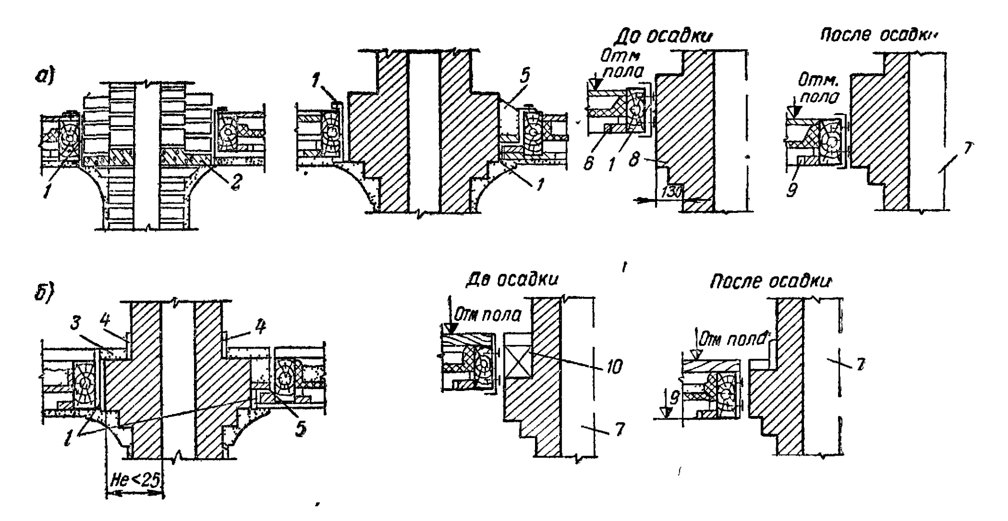


Рис X 14 Разделки труб и дымоходов в деревянных перекрытиях

а — чердачных, *б* — междуэтажных, *1* — два слоя войлока, пропитанного глиняным раствором; *2*—железобетонная плита, *3* — заделка из несгораемых материалов, *4* — цементный плинтус, *5* — шлак или песок, *6* — низ перекрытия до осадки, *7* — дымоход *8* — разделка 13 см (принимается с учетом запаса на осадку стен в размере 4% высоты стены), *9* — низ перекрытия после осадки, *10* — ряды разделки, которые с остальной кладкой не перевязываются и после осадки здания удаляются

При кладке толстостенных печей и кухонных плит квартирного типа необходимо предусматривать следующие минимальные расстояния от уровня пола:

а) при сгораемом основании до дна зольника 0,14 м; до дна газооборотов 0,21 м;

б) при несгораемом основании и сгораемом полу дно зольника — на уровне пола, до дна последнего газооборота — 0,14 м; до дна остальных газооборотов — 0,21 м;

в) при несгораемом основании и несгораемом полу дно зольника и все газоходы можно выкладывать с уровня пола помещения.

Сгораемый пол под каркасными тонкостенными печами и кухонными плитами с металлическими ножками следует изолировать асбестовым картоном толщиной 12 мм, обивая сверху кровельной сталью.

§ 99. ТЯГА В КАНАЛАХ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

Отопительные печи работают за счет естественной тяги, образующейся вследствие разницы аэростатического давления относительно холодного наружного воздуха и горячих дымовых газов в печи и в дымовой трубе. Чем больше разность температуры дымовых газов и наружного воздуха, тем больше разность давления, которая и вызывает тягу. При этом, однако, следует учитывать, что чем выше температура отходящих газов, тем больше тепла непроизводительно уносится в атмосферу.

Приняв вертикальное расстояние от колосниковой решетки до верха

газоходов печи h_1 и от верха газоходов до верха дымовой трубы h_2 м, среднюю плотность продуктов сгорания по высоте печи ρ_1 и в дымовой трубе ρ_2 кг/м³, плотность наружного воздуха $\rho_н$ кг/м³, разность давления наружного воздуха и газов, обусловливающая тягу, создаваемую по высоте печи и дымовой трубы, будет равна:

$$\Delta p = gh_1(\rho_н - \rho_1) + gh_2(\rho_н - \rho_2)\ \text{Па}. \qquad (X.7)$$

Температура наружного воздуха, при которой печь еще эксплуатируется и дымовая труба должна обеспечивать нормальную тягу, принимается равной 0°.

Указанная разность давлений Δp затрачивается на преодоление сопротивления при входе воздуха под колосниковую решетку, сопротивления слоя топлива, на трение и местные сопротивления при движении газов в самой печи и в дымовой трубе и, наконец, при выходе газов из дымовой трубы. Аэродинамический расчет газоходов производится так же, как и для газоходов в котельных установках.

§ 100. РАСЧЕТ ПЕЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Среднечасовая теплопередача печей должна быть равна теплопотерям помещения при расчетной температуре наружного воздуха для отопления; допускаемое отклонение ±15%. Расчетная теплопередача печей с периодической топкой принимается, как правило, исходя из топки их 2 раза в сутки, а печей непрерывного горения — с коэффициентом, учитывающим перерывы в работе на время чистки и загрузки топливника.

Колебания температуры внутреннего воздуха в отапливаемых печами помещениях жилых домов и общественных зданий не должны превышать ±3° в течение суток.

Желательно, чтобы теплопередача в помещение была наиболее равномерной и обеспечивала наименьший перепад температуры как по высоте, так и в плане помещения. Аккумулирующая способность печи должна быть достаточной для обеспечения необходимой теплопередачи в помещение во время перерыва между топками. Печь должна быть удобна для обслуживания и иметь гладкую поверхность. Данные для расчета топливников и газоходов печей указаны в приложениях 6 и 7.

Пример X.1. В качестве примера расчета печного отопления с использованием печей с периодической топкой рассчитаем теплоемкую печь повышенного прогрева (МВМС-65, рис. X.15, *а*) для следующих данных: теплопотери помещения $Q_п = 2320$ Вт (2000 ккал/ч); топливо — дрова с влажностью 25%, низшая рабочая теплотворность топлива $Q_н^р = 12\,600$ кДж (3000 ккал/кг); печь топится 2 раза в сутки.

Для расчета печи используются данные, указанные в приложениях. Для печей умеренного прогрева мощностью 1750—3500 Вт (1500—3000 ккал/ч) следует принимать продолжительность топки $z = 1{,}25$ ч.

Для печей повышенного прогрева рекомендуется увеличивать продолжительность топки, принимая поправочный коэффициент 1,5. Получим $z = 1{,}25 \cdot 1{,}5 = 1{,}9$ ч. При двух топках в сутки промежуток между топками 12—1,9 = 10,1 ч.

Расчет печи

Нагревательная поверхность данной печи составит:

боковых стенок

$$F_1 = (0{,}775 + 0{,}52)\,2 \cdot 1{,}35 = 3{,}5\ \text{м}^2,$$

где 1,35 м — активная высота печи;

перекрытия

$$F = 0{,}775 \cdot 0{,}52 = 0{,}403\ \text{м}^2.$$

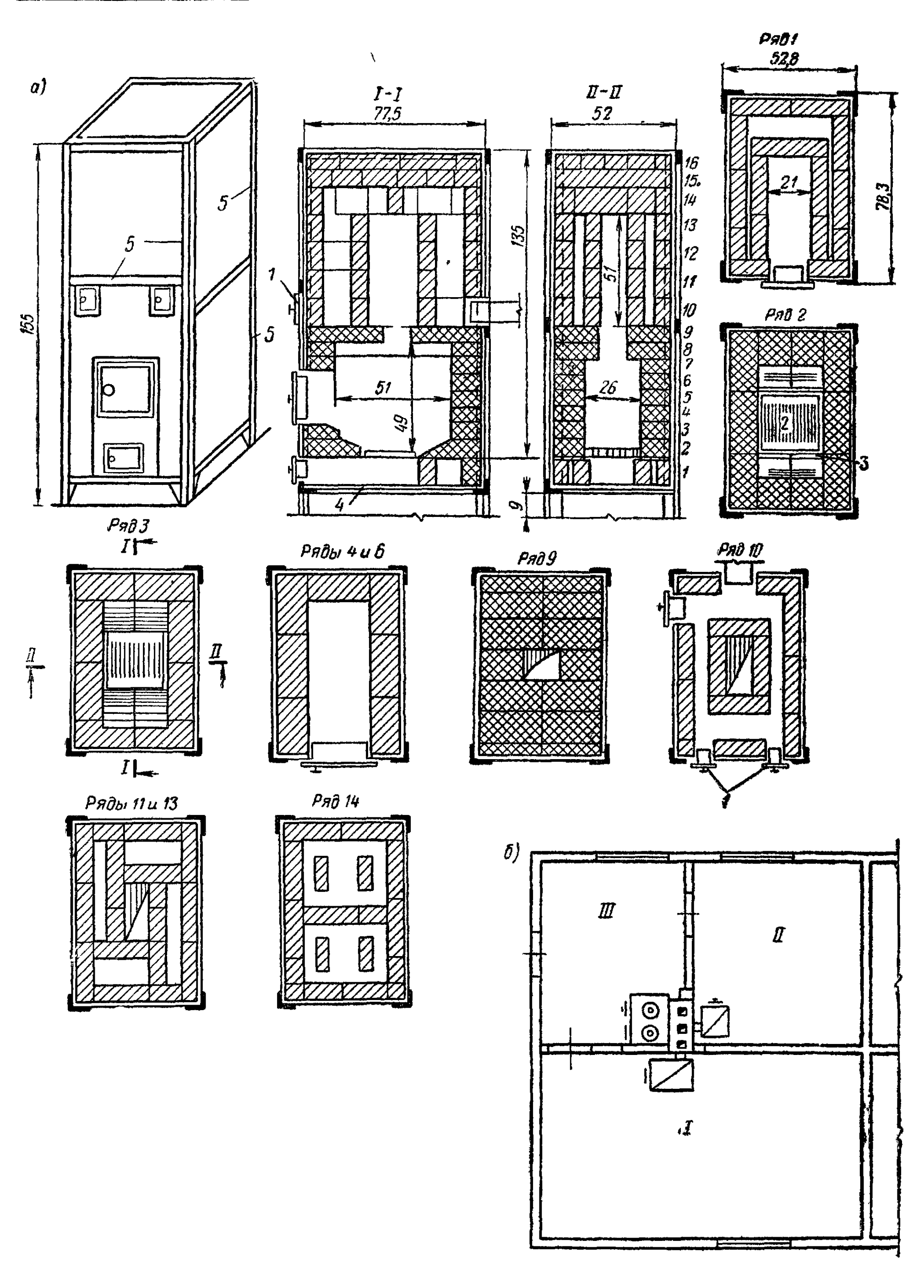


Рис X 15 Конструкция теплоемкой печи повышенного прогрева МВМС-65 и расположение печей в плане зданий

1 — чистка, *2* — колосниковая решетка, *3* — полосовая сталь 35×4 мм, *l*=32, *4* — лист стали δ=1 мм, *5* — каркас печи, *I—III* — номера помещений

Теплопередача перекрытия печи принимается с коэффициентом 0,75. «Приведенная» нагревательная поверхность печи

$$F_{пр} = 3{,}5 + 0{,}75 \cdot 0{,}403 = 3{,}8 \text{ м}^2.$$

Теплопередача 1 м² «приведенной» поверхности печи

$$q = \frac{2320}{3{,}8} = 610 \text{ Вт/м}^2 \ [526 \text{ ккал/(ч·м}^2)],$$

т. е. находится в пределах нормы (по табл. 19.10 Справочника проектировщика — см. ссылку в § 26).

Активный объем печи

$$V_{ак} = 0{,}775 \cdot 0{,}52 \cdot 1{,}35 = 0{,}544 \text{ м}^3.$$

Объем пустот в печи:

в топочном пространстве

$$0{,}51 \cdot 0{,}26 \cdot 0{,}49 = 0{,}065 \text{ м}^3;$$

в вертикальных каналах

$$0{,}26 \cdot 0{,}515 \cdot 0{,}51 = 0{,}0683 \text{ м}^3;$$

в каналах 14-го ряда

$$0{,}34 \cdot 0{,}39 \cdot 0{,}13 \cdot 2 - 0{,}21 \cdot 0{,}065 \cdot 0{,}13 \cdot 4 = 0{,}028 \text{ м}^3,$$

где 0,065 м — толщина стенок дымовых каналов:

у загрузочной дверцы вместе с отверстиями дымовой трубы

$$0{,}2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}13 + 0{,}12 \cdot 0{,}12 \cdot 0{,}065 = 0{,}011 \text{ м}^3,$$

где 0,13 м — толщина стенок топливника.

Общий объем пустот равен:

$$V_п = 0{,}065 + 0{,}0683 + 0{,}028 + 0{,}011 = 0{,}181 \text{ м}^3.$$

Объем кирпичной кладки составит:

$$V_к = 0{,}544 - 0{,}181 = 0{,}394 \text{ м}^3.$$

При плотности кирпичной кладки $\rho = 1650$ кг/м³ масса активного объема печи будет равна: 0,394·1650=650 кг.

Перепад между температурой массива печи в разогретом состоянии и массива печи к началу следующей топки принимаем по ГОСТ 2127—47 «Печи отопительные теплоемкие» для тонкостенных печей массой до 1000 кг $\Delta t = 160°$ С. Тогда количество тепла, аккумулируемое печью, будет равно:

$$Q_{ак} = 0{,}88 \cdot 160 \cdot 650 = 91\,500 \text{ кДж } (21\,800 \text{ ккал}),$$

где 0,88 — теплоемкость кладки, кДж/(кг·К).

Этого количества тепла должно быть достаточно для промежуточного времени между топками 10,1 ч. Аккумулируемое тепло, отнесенное к 1 ч, составляет:

$$Q_{ср} = \frac{91\,500}{3{,}6 \cdot 10{,}1} = 2500 \text{ Вт } (2144 \text{ ккал/ч}),$$

что несколько больше заданных теплопотерь помещения.

За каждую топку продолжительностью z газоходы печи могут принять тепла

$$Q = \Sigma F_{вн} \alpha z, \tag{X. 8}$$

где α — удельное тепловосприятие стенками печи, Вт/м² [ккал/(ч·м²)].

$F_{вн}$ — площадь поверхности внутренних газоходов печи, м².

Определяем площадь поверхности внутренних газоходов печи и по приложению 7 принимаем удельное тепловосприятие стенками печи:

для топливника $F_{вн.т} = 0{,}9$ м²; $\alpha = 7000$ Вт/м² [6000 ккал/(ч·м²)];

для первого газохода с перевалом $F_{вн I} = 1{,}03$ м²; $\alpha = 5200$ Вт/м² [4500 ккал/(ч·м²)];

для второго газохода $F_{\text{вн II}}=1,5$ м²; $\alpha=2670$ Вт/м² [2300 ккал/(ч·м²)]

За каждую топку продолжительностью 1,9 ч печь может принять тепла

$$Q_{\text{воспр}} = (0,9\cdot 7000 + 1,03\cdot 5200 + 1,5\cdot 2670)\,1,9\cdot 3,6 = 105\,800 \text{ кДж } (25\,620 \text{ ккал}).$$

Заданная теплопередача печи за 12 ч

$$Q = 2320\cdot 12\cdot 3,6 = 100\,800 < 105\,800 \text{ кДж}.$$

Расчет топливника Расход дров за одну топку по формуле (X 1) составит.

$$G = \frac{2320\cdot 12\cdot 3,6}{12\,600\cdot 0,7} = 11,4 \text{ кг},$$

где 12 600 кДж/кг — низшая рабочая теплотворность дров по приложению 6; 0,7 — к п д данной печи

Расход дров за 1 ч

$$G_1 = 11,4:1,9 = 6 \text{ кг}.$$

Объем топочного пространства печи (см рис. X 15)

$$V_{\text{т}} = 0,51\cdot 0,26\cdot 0,49 = 0,065 \text{ м}^3.$$

Напряжение объема топочного пространства

$$\frac{Q_{\text{р}}}{V_{\text{т}}} = \frac{6\cdot 12\,600\cdot 0,9}{3,6\cdot 0,065} = 290\,000 \text{ Вт/м}^3 \text{ [249 000 ккал/(ч·м}^3\text{)]},$$

где 0,9 — к п д топливника с колосниковой решеткой

Это напряжение меньше нормального для дров с влажностью 25% по приложению 6 допускается $\frac{Q_{\text{р}}}{V_{\text{т}}}=405\,000$ Вт/м³ [350 000 ккал/(ч·м³)] и высота топливника должна быть уменьшена по крайней мере до 0,42 м.

Рабочая площадь колосниковой решетки

$$F_{\text{р}} = 0,25\cdot 0,15 = 0,0375 \text{ м}^2.$$

Напряжение решетки (по приложению 6)

$$B_{\text{р}} = \frac{6}{0,0375} = 160 < 250 \text{ кг/(ч·м}^2\text{)}.$$

Размеры решетки оказались завышенными, однако уменьшение этой площади нежелательно, так как ухудшатся условия для возможного сжигания на этой решетке торфа и бурого угля

При сжигании дров объем продуктов сгорания при 0° по приложению 6 составляет $L_0=10$ м³/кг.

При температуре газов в первом газоходе $t_1=700°$ С (см. приложение 7) объем продуктов сгорания находим, используя формулу (X 6)

$$L_1 = 6\cdot 10\left(1 + \frac{700}{273}\right) = 214 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сечение первого газохода $F_1=0,12\cdot 0,26=0,0312$ м²

Скорость движения газов в первом газоходе составит:

$$v_1 = \frac{L_1}{F_1\cdot 3600} = \frac{214}{0,0312\cdot 3600} = 1,91 \text{ м/с}.$$

Объем газов во втором газоходе при $t_2=500°$ С (см приложение 7)

$$L_2 = 6\cdot 10\left(1 + \frac{500}{273}\right) = 170 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сечение двух опускных каналов $F_2=0,16\cdot 0,08\cdot 2=0,0256$ м².

Скорость движения газов в этих каналах

$$v_2 = \frac{170}{3600\cdot 0,0256} = 1,84 \text{ м/с}.$$

Допускаемая скорость движения газов для первого газохода находится в пределах 1,5—4 м/с и для второго газохода — 0,5—2 м/с.

Площадь поддувального отверстия для сжигания дров принимается равной:

$$F_{п} = 20G_1 = 20 \cdot 6 = 120 \text{ см}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем $F_{п} = 12 \cdot 12 = 144$ см².

При активном объеме печи $V_{ак} = 0{,}544$ м³ толщина стенок топливника 0,12 м и остальных стенок 0,07 м; по данным лабораторных испытаний, коэффициент неравномерности теплопередачи $M = 0{,}45$.

Проверка теплоустойчивости помещения. Допустим, что данная печь установлена в комнате *I* размером в плане 5,25×3,55 м (см. рис. X.15, *б*).

Определим произведение коэффициента теплопоглощения *B* на площадь наружных и внутренних ограждений, используя данные главы «Печное отопление» Справочника проектировщика (см. ссылку в § 26):

для окон

$$F_{о} = 1{,}2 \cdot 2 \cdot 2 = 4{,}8 \text{ м}^2; \quad BF_{о} = 2{,}66 \cdot 4{,}8 = 12{,}7 \text{ Вт/К } [11 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}];$$

для наружных стен — ограждений из дощатых щитов с досками толщиной 25 мм с воздушными прослойками, разделенными бумажными перегородками, заполненными утеплителем:

$$F_{н.с} = (5{,}25 + 3{,}55)\, 3 - 4{,}8 = 21{,}6 \text{ м}^2;$$

$$BF_{н.с} = 3{,}3 \cdot 21{,}6 = 71{,}3 \text{ Вт/К } [61{,}6 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}];$$

для двери

$$F_{д} = 1{,}8 \text{ м}^2; \quad BF_{д} = 2{,}9 \cdot 1{,}8 = 5{,}2 \text{ Вт/К } [4{,}5 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}];$$

для внутренних перегородок

$$F_{вс}\, (3{,}55 + 5{,}25 - 1{,}4)\, 3 = 22{,}2 \text{ м}^2;$$

$$BF_{вс} = 4{,}2 \cdot 22{,}2 = 93 \text{ Вт/К } [80{,}5 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}];$$

для пола

$$F_{пл} = 16{,}7 \text{ м}^2; \quad BF_{пл} = 2{,}98 \cdot 16{,}7 = 50 \text{ Вт/К } [42{,}9 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}];$$

для потолка

$$F_{пт} = 16{,}7 \text{ м}^2; \quad BF_{пт} = 3{,}62 \cdot 16{,}7 = 60{,}5 \text{ Вт/К } [52{,}1 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}].$$

$$\text{Всего } \Sigma\,(BF) = 280 \text{ Вт/К } [241{,}6 \text{ ккал/(ч} \cdot {}^\circ\text{C)}].$$

Амплитуду колебаний температуры воздуха в помещении определяем по формуле

$$A_t = \frac{0{,}7MQ_{ср}}{\Sigma\,(BF)}. \qquad \text{(X.9)}$$

Подставив данные, получим:

$$A_t = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}45 \cdot 2320}{280} = 2{,}76^\circ < 3^\circ,$$

где 0,45 — коэффициент неравномерности теплопередачи данной печи.

Полученная величина A_t не выходит за пределы нормы.

§ 101. ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

По сравнению с другими видами топлива газ обладает рядом преимуществ, основными из которых являются: высокая теплотворность; сжигание в строгом соответствии с технологическими требованиями, а также с минимальным химическим недожогом и малым избытком воздуха; отсутствие золы и шлака, периодов разжигания и дожигания топ-

лива; благоприятные условия для автоматизации горения газа и транспортирования его по газопроводам; сравнительно простая подача газа к мелким разбросанным установкам; малая трудоемкость обслуживания газоиспользующих агрегатов.

Газ широко применяется для отопления зданий как при централизованном теплоснабжении, так и при местном отоплении. Газ используется в системах централизованного отопления для обогревания паровых или водогрейных котлов, в системах поквартирного отопления для обогревания генераторов тепла, для обогревания отопительных печей, в газовых отопительных приборах, в газовых отопительно-вентиляционных агрегатах.

Газ можно применять в печах при переводе их на газ и в специально сконструированных отопительных печах для газового топлива. При использовании газа в местных системах преимущества его проявляются в наибольшей степени. Однако максимальный эффект получается при отоплении зданий специально сконструированными нетеплоемкими газовыми приборами и газовоздушными агрегатами.

Газ, как топливо, обладает следующими недостатками. При наличии окиси углерода в продуктах сгорания и проникании их в помещения ухудшаются санитарные условия в здании, а при высоких концентрациях окиси углерода CO и при утечке газа из газопроводов может быть отравление людей. При утечках природного или искусственного газа в помещении может образоваться взрывоопасная концентрация. Наличие открытого огня в газовых приборах повышает их пожарную опасность. Указанные недостатки могут быть полностью или в значительной степени устранены путем создания рациональных конструкций специальных газовых отопительных приборов, оснащенных автоматикой безопасности.

§ 102. ГАЗОВЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Газовые отопительные приборы представляют собой печи малой теплоемкости, в которых газ сгорает в топочном устройстве, а продукты сгорания отводятся в газоход. Для предотвращения влияния изменения тяги на работу горелок и для защиты их от опрокидывания тяги на выходе дымовых газов из отопительного прибора устанавливают тягопрерыватель. Газовые горелки оборудуют приборами, обеспечивающими безопасное сжигание газа.

Теплопередача от газовых отопительных приборов в окружающую среду осуществляется как излучением, так и конвекцией. У отдельных типов газовых приборов преобладает тот или другой способ теплообмена, поэтому газовые отопительные приборы часто различают по доминирующему способу теплопередачи.

У газовых приборов конвективного типа тепло передается в помещение при нагревании воздуха, циркулирующего вдоль теплоотдающих поверхностей с высокой температурой, достигающей в нижней их части 450° С.

Для значительного снижения температуры поверхности применяют косвенный теплообмен. Прибор состоит из секций, изготовленных из штампованной листовой стали. Тепломощность секции около 520 Вт (450 ккал/ч), к. п. д. прибора 75—80%. Каждая секция состоит из внутренней и наружной камер. Газ выходит из горелок и сгорает в топочной камере. Проходя через внутреннюю камеру, он поступает в сборник отходящих газов. Отсюда продукты сгорания удаляются через дымоход.

Сборник продуктов сгорания имеет тягопрерыватель. В наружной камере находится воздушная прослойка, которая снижает температуру на поверхности прибора. Внизу прибора температура достигает 170° С, а вверху — около 120° С. Для безопасности работы прибор оборудуют блок-краном основной и зональной горелок.

У газовых приборов с комбинированным теплообменником нижняя часть является теплоизлучающей поверхностью, а верхняя — конвективной. Излучающая поверхность выполняется в виде металлического рефлектора, который отражает лучистый поток светящегося пламени, или в виде косвенных поверхностей нагрева, представляющих собой ряд огнеупорных пластин.

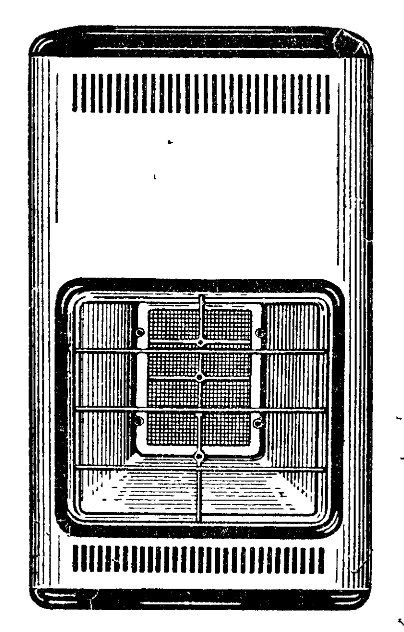
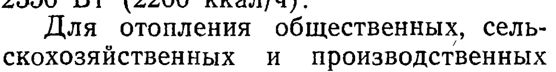


Рис. X.16. Газовый отопительный прибор «Луч»

Газовый отопительный прибор «Луч» — прибор лучисто-конвективного типа с полной изоляцией топочного пространства (рис. X.16).

Прибор оборудован горелкой инфракрасного излучения, работающей на природном газе низкого давления. Лучистый поток проходит в помещение через светофильтр из жаростойкого стекла, проницаемость которого составляет примерно 60%. Для лучшего отражения лучистого потока прибор имеет рефлектор, выполненный из полированного алюминиевого сплава. Горелка оснащена автоматическим устройством, обеспечивающим безопасность действия, которое состоит из электромагнитного клапана и термопары. Тепломощность прибора составляет 2550 Вт (2200 ккал/ч).



Для отопления общественных, сельскохозяйственных и производственных зданий можно использовать **горелки инфракрасного излучения.** У этих горелок газовоздушная смесь с коэффициентом избытка воздуха 1,05—1,1 приготовляется в инжекторах и сгорает непосредственно вблизи наружной поверхности насадок — керамических плиток. Керамические плитки изготовляют из огнеупорной легковесной массы. В каждой небольшой плитке размещается множество цилиндрических каналов диаметром 1,5 мм, суммарное живое сечение которых составляет 40% площади плитки. Излучающая поверхность горелки состоит из определенного числа стандартных насадок — плиток. Горелка на рис. X.17 состоит из двух восьмиплиточных блоков.

Температура излучающей поверхности, зависящая от нагрузки горелки, во избежание проскока пламени не должна превышать 900° С. Для поддержания температуры поверхности плиток *2* около 800° С расход природного газа на одну плитку должен составлять 0,05 м^3/ч. Горелки работают на газе низкого давления.

Каждый блок горелки состоит из трех смесителей, размещенных внутри распределительной коробки *3*. Газ, выходя из сопел *5*, эжектирует воздух из окружающей среды и смешивается с ним в инжекторах *4*. Для повышения статического давления и лучшего смесеобразования инжек-

тор имеет диффузор. Инжекторы *4* располагают в корпусе таким образом, что динамическое давление на выходе из диффузоров не используется, вследствие чего равномерно распределяется газовоздушная смесь по излучающей панели и повышается устойчивость горения газа в каналах внутри плиток.

Продукты сгорания газа должны полностью удаляться в атмосферу.

Газовый камин (рис. X.18) имеет горелку инфракрасного излучения тепломощностью 3500—4500 Вт (3000—4000 ккал/ч). Он работает на

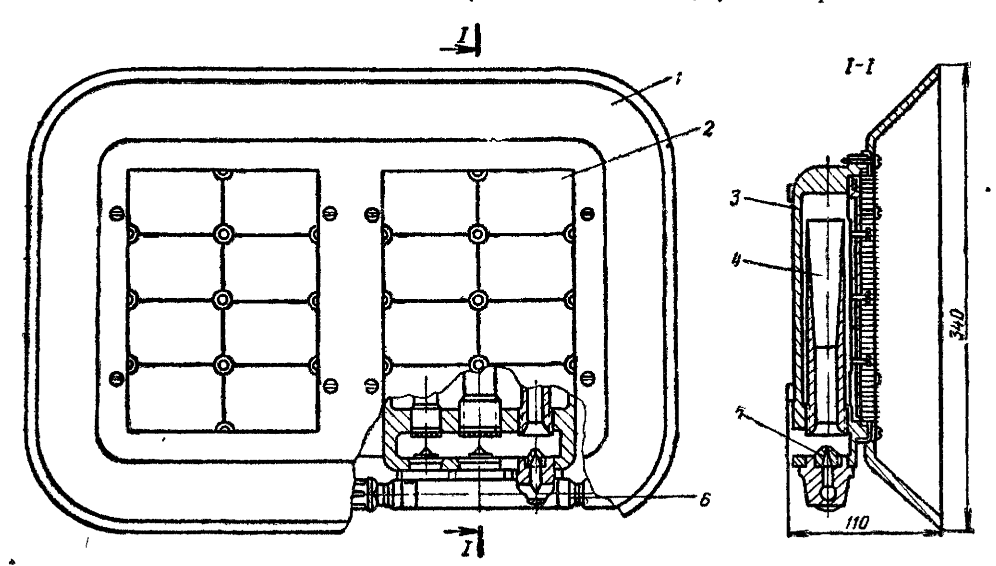


Рис. X 17. Двойная трехинжекторная горелка с рефлектором

1 — рефлектор, *2* — излучающая насадка, *3* — распределительная коробка (корпус), *4* — инжекторы, *5* — сопла, *6* — газовый коллектор

природном или сжиженном газе с отводом продуктов сгорания в атмосферу через дымоход. Камин предназначен для отопления помещений в жилых и общественных зданиях

Для отопления и приготовления пищи используют **отопительно-варочный аппарат,** состоящии из четырехконфорочной плиты и отопительного прибора (рис. X 19). Отопительный прибор оборудован газовой горелкой тепломощностью 11 600 Вт (10 000 ккал/ч). Прибор предназначен для обслуживания квартирных систем отопления и небольших систем водяного отопления в общественных зданиях. Он оснащен автоматическим устройством, контролирующим температуру теплоносителя и обеспечивающим безопасность действия. Продукты сгорания отводятся в атмосферу через дымоход.

На рис. X.20 показан **радиационный диафрагменный нагреватель.** Воздух, нагнетаемый по трубе *1*, подсасывает газ из трубы *2* через колено *3*, внизу которого установлен вентиль *4*. Полученная в необходимой пропорции газовоздушная смесь проходит через пористую огнеупорную диафрагму *5*, где при высокой температуре беспламенно сгорает на ее внешней поверхности. Небольшая запальная горелка *6* служит для зажигания газа

На рис. X.21 приведена схема **установки для отопления помещений** нагревателями данного типа. Необходимый для горения воздух нагне-

тается вентилятором *1* и по трубе *2* поступает к радиационным нагревателям. Газ проходит через регулятор давления *3* в трубу *4* и клапан *5*, автоматически прекращающий подачу газа в случае остановки вентилятора. Наконец, по трубе *6* газ подводится к нагревателям *7*, которые выключаются краном *8*.

При сгорании газа выделяется значительное количество водяного пара и углекислоты, поэтому газовые приборы следует снабжать специ-

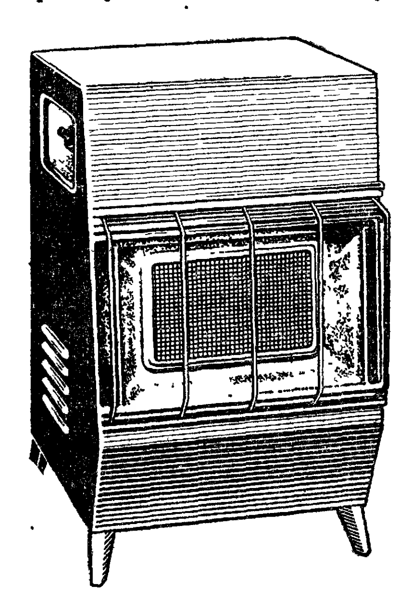


Рис. X.18. Газовый камин

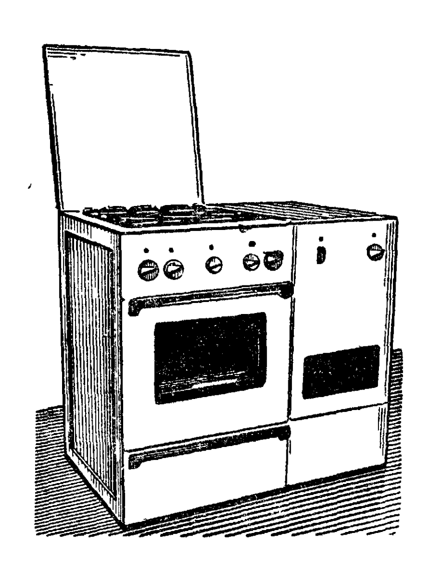


Рис. X.19. Отопительно-варочный аппарат

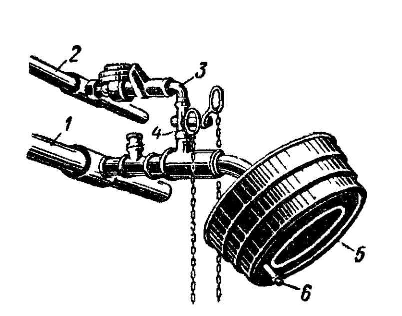


Рис. X.20. Радиационный диафрагменный нагреватель поверхностного горения

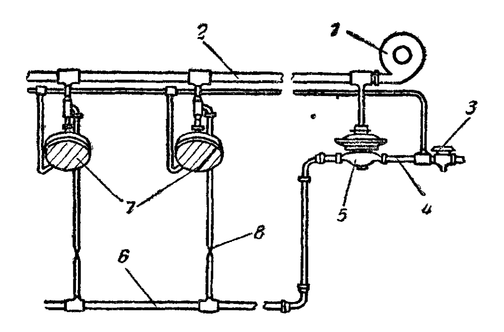


Рис. X.21. Схема установки радиационного диафрагменного нагревателя для отопления помещений

альными патрубками, присоединенными к каналам, для отвода продуктов сгорания в атмосферу и удаления конденсата. Удаление их через дымовые каналы не допускается из-за опасности взрыва.

При высокой температуре отходящих газов создается сильная тяга, которая не должна создавать разрежение у горелки, так как это вызовет излишний подсос воздуха, что значительно снизит к. п. д. прибора.

Каналы следует устраивать во внутренних стенах здания.

Использование газа для печного отопления

Большинство печей различных типов независимо от системы дымоходов может быть переведено с твердого топлива на газ. Как показала длительная работа отопительных печей на газе в ряде городов СССР, при выполнении технических требований при переводе печи на газ и соблюдении правил эксплуатации обеспечивается безопасность действия печей.

При простейшем переоборудовании печи устанавливают газовую горелку в зольнике или топливнике. Для обеспечения безопасности действия газифицированной печи горелки должны иметь автоматические устройства, отключающие газ при отрыве пламени или его погасании. При отсутствии таких автоматических устройств горелки оборудуют блок-краном, который не позволяет открыть кран на основной горелке до тех пор, пока не будет открыт кран на запальной горелке. Это предотвращает скопление газа в топке при неправильном разжигании и возможность взрывов газовоздушной смеси в печах.

Топки газифицированных печей, как правило, располагают со стороны коридора или другого нежилого помещения.

При переоборудовании печей используют так называемые атмосферные горелки. Количество первичного воздуха, эжектируемого горелкой, обычно составляет 40—50% теоретически необходимого. Вторичный воздух поступает в поддувальную дверку. При хорошей наладке коэффициент избытка воздуха равен 1,6—1,7; если же подача вторичного воздуха не регулируется, тогда этот коэффициент может достигать 6—7. Для вентиляции внутренних газоходов печи в шибере оставляют отверстие диаметром 12—15 мм.

Блок горелок с автоматикой безопасности, предназначенный для перевода отопительных печей на газ, состоит из двух атмосферных горелок с запальником. Тепловая нагрузка горелок 16 000 Вт (13 800 ккал/ч). Диаметр сопла горелки зависит от давления газа: при давлении 1280 Па (130 кгс/м^2) диаметр равен 3,3 мм, а при давлении 2300 Па (200 кгс/м^2) — 3 мм. Коэффициент полезного действия печей, оборудованных этими горелками, в значительной степени зависит от регулирования подачи вторичного воздуха; при правильном регулировании к. п. д. составляет 90%.

Автоматика безопасности состоит из электромагнитного клапана и термопары.

При разжигании печи нажимают на кнопку электромагнитного клапана в течение 30—40 с и зажигают газ в запальной горелке (в это время газ поступает только к запальной горелке). Когда электродвижущая сила, развиваемая термопарой, будет достаточной и электромагнит будет удерживать якорь, кнопку отпускают и клапан, несколько приподнимаясь, занимает такое положение, при котором газ будет проходить к запальной и основным горелкам. В результате от запальной горелки загорится газ в основных горелках. При отрыве пламени или при затухании вследствие опрокидывания тяги или прекращения подачи газа запальная горелка гаснет. После остывания термопары (через 60—80 с) электромагнитный клапан закрывается и прекращает подачу газа к горелкам.

Газифицированные отопительные печи имеют следующие недостатки: неравномерное нагревание печей (верхняя часть нагревается сильнее, чем нижняя, прилегающая к топливникам) и образование больших избытков воздуха при сгорании газа вследствие отсутствия регулирования подачи вторичного воздуха.

Для устранения этих недостатков требуется переделать топливники печей и применить более совершенные конструкции горелок.

При переводе на газ отопительных печей большой теплоемкости (время топки 2—2,5 ч) создаются большие пиковые нагрузки в городских газовых сетях, что снижает экономичность системы газоснабжения. Значительно меньшие расходы газа наблюдаются в отопительных печах длительного горения, специально предназначенных для газового топлива. Такие печи, разработанные АКХ СССР, имеют более высокий к. п. д. и повышенные гигиенические качества.

§ 103. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

С возрастанием энергетических мощностей и снижением тарифа на электроэнергию, особенно в районах расположения крупных электростанций, электрическое отопление зданий в сравнении с другими видами отопления должно приобретать все большее значение.

Электрическое отопление имеет следующие преимущества:

а) отсутствие продуктов сгорания;

б) не требуется устройство каналов или труб для удаления продуктов сгорания в атмосферу;

в) простота и быстрота монтажа электропроводки к нагревательным приборам;

г) легкость транспортирования нагревательных приборов (небольшая масса);

д) меньшие (по сравнению с другими видами отопления) первоначальные затраты на устройство;

е) высокий коэффициент полезного действия электрических приборов (до 100%);

ж) не требуются склады и транспорт для доставки топлива;

з) отсутствие загрязнения атмосферы городов;

и) легкая автоматизация процессов теплопередачи.

Недостатками электрического отопления являются:

а) высокая температура открытых витков проволоки (до красного каления) у некоторых нагревательных приборов, в связи с чем по гигиеническим показателям они находятся на последнем месте;

б) опасность в пожарном отношении;

в) высокая отпускная стоимость электроэнергии.

В приборах электрического отопления электрическая энергия переходит в тепло. В качестве материала для проводников в приборах преимущественно используются специальные сплавы, например нихром (сплав никеля с хромом) или константан (сплав никеля с медью).

Проводник навивают обычно в виде спирали, диаметр витков которой 6—12 мм. Не рекомендуется прямолинейная накатка проволоки, так как получаются большие габариты приборов, что может привести к короткому замыканию при провисании проволок и расширении их при нагревании. Спирали из проволки часто изготовляют с переключателем для различных степеней нагрева. Во избежание ожогов спирали помещают в сетчатый корпус.

Электронагревательные приборы подразделяются на высокотемпературные с температурой греющих поверхностей выше 70° С и низкотемпературные 25—70° С.

К высокотемпературным теплоемким приборам относятся электрорадиаторы: металлический с заполнением маслом и фарфоровый с запол-

нением водой. Передача тепла в помещения в этих приборах осуществляется излучением и конвекцией.

К высокотемпературным нетеплоемким приборам относится портативный электроприбор — рефлектор. Он состоит из керамического конуса с желобками, в которых намотаны греющие спирали сопротивления. Конус размещен в оптическом зеркале — отражателе потока тепловых лучей. Зеркало снабжено предохранительной сеткой. Основной способ передачи тепла — излучение.

Низкотемпературные теплоемкие приборы выполняют из огнеупорного материала, в массив которого в специальных трубках закладывают спирали, нагреваемые электрическим током. Приборы выполняют в виде печей либо в виде электропанелей, размещаемых в конструкциях стен и потолка К низкотемпературным нетеплоемким приборам относятся электроконвекторы.

Проводник в электроотопительном приборе, нагреваясь при прохождении электрического тока, должен отдавать заданное количество тепла С этой целью, а также для того чтобы температура самого проводника не превышала заданной величины, поперечное сечение и длина проводника должны быть рассчитаны.

Количество тепла, отдаваемое с поверхности проводника в 1 ч, составляет:

$$Q = \frac{\pi d l}{1000} \alpha (t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}) \text{ Вт (ккал/ч)}, \qquad (X\ 10)$$

где d— диаметр проволоки, мм;
l — длина проводника, м;
α— коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К) [ккал/(ч·м^2·°С)];
$t_{\text{пров}}$— температура проводника;
$t_{\text{в}}$— температура воздуха, окружающего проводник.

Мощность прибора выражается произведением

$$Q = IU \text{ Вт } (0{,}86\, IU \text{ ккал/ч}), \qquad (X\ 11)$$

где I — сила тока, А;
U — напряжение, В

Сила тока равна напряжению, деленному на сопротивление (закон Ома):

$$I = \frac{U}{R}, \qquad (X.12)$$

поэтому

$$Q = \frac{U^2}{R} \text{ Вт}. \qquad (X.13)$$

Сопротивление проводника R равно его удельному сопротивлению, r Ом·мм^2/м, умноженному на длину l, м, и деленному на площадь попоперечного сечения F, мм^2.

$$R = \frac{rl}{F} = \frac{4rl}{\pi d^2}. \qquad (X.14)$$

Таким образом:

$$Q = \frac{U^2 \pi d^2}{4rl} \text{ Вт}. \qquad (X.15)$$

Из уравнения (X.10) найдем диаметр проводника:

$$d = \frac{1000\,Q}{\pi l \alpha \left(t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}\right)}. \qquad (X.16)$$

Тогда по формуле (X.15)

$$Q = \frac{U^2 \pi\, 1000^2 \cdot Q^2}{4r\, l^3\, \pi^2\, \alpha^2 \left(t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}\right)^2}\ \text{Вт},$$

откуда найдем необходимую длину проводника, м:

$$l = 43 \sqrt[3]{\frac{U^2 Q}{r \alpha^2 \left(t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}\right)^2}}. \qquad (X.17)$$

Удельное сопротивление проводника зависит от его температуры:

$$r_t = r_{20}\left[1 + \alpha_c \left(t - t_{20}\right)\right]\ \text{Ом}\cdot\text{мм}^2/\text{м}, \qquad (X.18)$$

где r_{20} — удельное сопротивление проводника при $t = 20°$ C;
α_c — температурный коэффициент сопротивления электропроводности материала проводника, отнесенный к 1° повышения температуры.

Наиболее часто встречающиеся сплавы имеют следующие значения r_{20} и α_c:

хромникель (60% Ni+10% Cr+ +30% Fe)	$r_{20}=1{,}1$; $\alpha_c=0{,}00025$
константан (50% Cu+50% Ni) .	$r_{20}=0{,}48$; $\alpha_c=0{,}00004$
никелин (62% Cu+20% Ni+ +18% Zn)	$r_{20}=0{,}41$; $\alpha_c=0{,}000067$
платиносеребро (80% Ag+ +20% Pt)	$r_{20}=0{,}2$; $\alpha_c=0{,}00025$

На поверхности проволоки, нагретой до $t_{\text{пров}} = 100°$ C, при ее диаметре 0,5—2 мм следует принимать $\alpha = 35$—52 Вт/(м²·К) [30—45 ккал/(м²×
×ч·°С)], при этом меньшему диаметру соответствует большее значение α.

Существует другой способ расчета поперечного сечения и длины проводника по эмпирической формуле:

$$d = \sqrt[1{,}36]{I \sqrt{\frac{r_t}{k}}}\ \text{мм}. \qquad (X.19)$$

Здесь I — сила тока, определяемая по формуле (X.12)

$$k = 13{,}31\, e^{0{,}00336\, t_{\text{пров}}} \left(10{,}46 - 0{,}0208\, t_{\text{пров}}\right).$$

Определив диаметр проводника, находят длину:

$$l = \frac{RF}{r_t} = \frac{UF}{I r_t}. \qquad (X.20)$$

Для электроотопления чаще всего применяется трехфазный переменный ток. Если отопительный прибор присоединен к трем проводам по схеме «звезда» (рис. X.22, *а*) и трехвитковый прибор переключить на схему «треугольник» с помощью переключателя, прикрепленного к самому электроприбору, то количество выделяемого тепла при этом будет в 3 раза больше. Схема такого переключения указана на рис. X.22, *б*. При

постановке переключателя на контакты *1—1—1* получается соединение «на звезду», а на контакты *2—2—2* — «на треугольник».

Приведенные выше формулы даны для прямолинейной накатки проволоки. Спирально навитый провод нагревается несколько сильнее (вследствие взаимного облучения и индукции). Поэтому расчетную тем-

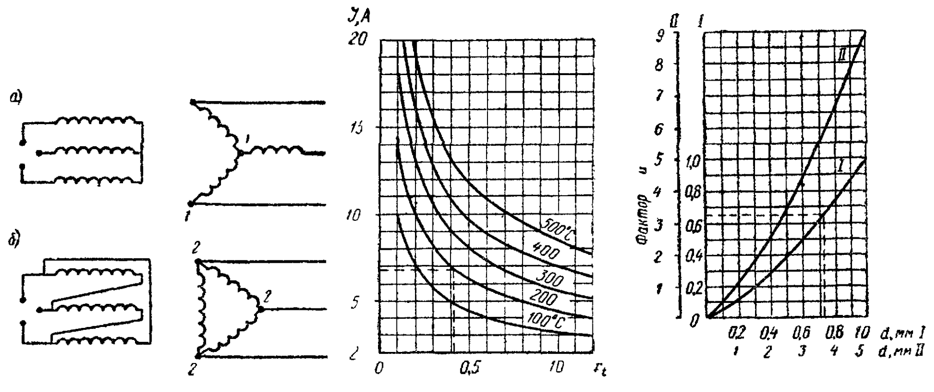


Рис. X.22. Присоединение отопительного электроприбора по схемам

а — «звезда»; *б* — «треугольник»

Рис. X.23. График для определения силы тока

Рис. X.24. График для определения диаметра проводника

пературу провода заранее снижают на 20%, а затем проверяют, будет ли достигнута необходимая температура проволоки при спиральной навивке:

$$t_{сп} = t_{пр}\left(1 + \frac{d^2}{2,1\,l}\right), \qquad (X.21)$$

где $t_{сп}$ — температура спиральной проволоки;
$t_{пр}$ — принятая сниженная ее температура;
l — расстояние между витками проволоки, мм.

Для более простого расчета приведем два графика (рис. X.23 и X.24) и рассмотрим способ пользования ими на частных примерах.

Пример X.2. Электроприбор должен выделять тепла $Q=610$ Вт (525 ккал/ч); напряжение на зажимах прибора $U=100$ В; температура проволоки $t_{пров}=100°$ С. Требуется найти диаметр и длину проволоки из хромникеля.

1. По уравнению (X.12) найдем силу тока

$$I = \frac{610}{100} = 6,1A.$$

2. Определим вспомогательную величину

$$k = 13,31 \cdot 2,73^{0,00366 \cdot 100}(10,46 - 0,0208 \cdot 100) = 10,25.$$

Для хромникеля $r_{20}=1,1$ Ом·мм²/м и $\alpha_c=0,00025$ Ом/град, следовательно:

$$r_{100} = 1,1\,[1 + 0,00025\,(100 - 20)] = 1,122 \text{ Ом·мм}^2/\text{м},$$

3. Находим диаметр проволоки по формуле (X.19)

$$d = \sqrt[1,36]{6,1\sqrt{\frac{1,122}{10,25}}} = 1,67 \text{ мм};$$

4. Сечение этой проволоки

$$F = 0,785 \cdot 1,67^2 = 2,19 \text{ мм}^2.$$

5. Необходимая длина проволоки по формуле (X.20) будет равна:

$$l = \frac{100 \cdot 2,19}{6,1 \cdot 1,122} = 32 \text{ м}.$$

Сравним с результатом расчета по формуле (X.17).

6. Принимаем среднее значение

$$\alpha = \frac{35 + 52}{2} = 43,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

7. Находим необходимую длину проволоки

$$l = 43 \sqrt[3]{\frac{100^2 \cdot 610}{1,122 \cdot 43,5^2 (100 - 20)^2}} = 35,4 \text{ м},$$

т. е. практически получаем тот же результат, что и по эмпирической формуле.

Пример X.3. Тепломощность электроприбора $Q = 985$ Вт (850 ккал/ч), проволока никелиновая, для которой $r_{20} = 0,41$ и $\alpha_t = 0,000067$. Температура нагретой проволоки должна быть $t = 200°$ С. Требуется найти диаметр и длину проволоки при $V = 220$ В.

1. Находим удельное сопротивление проводника

$$r_{200} = 0,41 \, [1 + 0,000067 \, (200 - 20)] = 0,415 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}.$$

Это значение r_{200} откладываем по горизонтали (см. пунктирные линии на рис X.23) и на кривой, соответствующей заданной температуре поверхности проволоки $t = 200°$ С, на оси ординат получаем 6,85 А.

Далее определяем силу тока:

$$I = \frac{985}{220} = 4,49 \text{ А}.$$

Находим значение вспомогательного фактора

$$u = \frac{4,49}{6,85} = 0,65.$$

На оси ординат (см рис X.24) на шкале 1 находим значение $u = 0,65$, проводим горизонтальную пунктирную линию до точки пересечения с кривой *I* и внизу получаем $d = 0,73$ мм При площади поперечного сечения проволоки $F = 0,416$ мм² длина проволоки получится равной:

$$l = \frac{220 \cdot 0,416}{4,49 \cdot 0,415} = 49,2 \text{ м}.$$

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Киссин М. И. Отопление и вентиляция. Ч. I. Отопление. М., Госстройиздат, 1955
Ковалевский И. И Печные работы, 7-е изд. М, «Высшая школа», 1973
Смирнов А П. Использование газообразного топлива в отопительных печах. М, Стройиздат, 1964.

Глава XI

ОСОБЕННОСТИ ОТОПЛЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

§ 104. КУЛЬТИВАЦИОННЫЕ СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ КРУГЛОГОДИЧНОГО ВЫРАЩИВАНИЯ ОВОЩЕЙ

Назначение культивационных сооружений — выращивание овощей и рассады в то время года, когда это невозможно в естественных условиях.

Сооружения бывают двух типов: теплицы и парники.

В зависимости от времени эксплуатации теплицы бывают весенние (весна, лето, осень) и зимние — круглогодичные. Парники эксплуатируются только в весенне-летний период.

Для создания внутри культивационных сооружений искусственного микроклимата применяют нагревание воздуха и почвы в холодное время года, а также охлаждение в периоды, когда наружная температура и интенсивность солнечной радиации превышают требуемые пределы.

1. МИКРОКЛИМАТ КУЛЬТИВАЦИОННЫХ СООРУЖЕНИЙ

Жизнь растений характеризуется процессами фотосинтеза и дыхания.

Фотосинтезом называется процесс образования углеводов из углекислого газа и воды под действием солнечного света Балансовая формула фотосинтеза имеет вид:

$$6CO_2 + 6H_2O + 2810\ кДж \rightarrow \underset{глюкоза}{C_6H_{12}O_6} + 6O_2. \quad (XI.1)$$

Основными фотосинтезирующими органами являются листья. Процесс, обратный фотосинтезу, называется дыханием растений. Он заключается в окислении углеводов клеток, в результате чего выделяется углекислый газ:

$$\underset{глюкоза}{C_6H_{12}O_6} + 6O_2 \rightarrow 6CO_2 + 6H_2O + 2810\ кДж. \quad (XI.2)$$

Формулы (XI.1) и (XI.2) имеют условный характер. Реакции, которые протекают в действительности, гораздо сложнее.

Процессы фотосинтеза и дыхания взаимосвязаны и зависят от многих факторов.

На жизнь растений большое влияние оказывает температура воздуха и листьев, а также величина поглощенной солнечной радиации и ее спектральный состав.

Повышение температуры окружающего воздуха до определенного предела увеличивает интенсивность фотосинтеза[1] (рис. XI.1). В летний

[1] Под интенсивностью фотосинтеза понимается количество углекислого газа в миллиграммах, усвоенного в течение 1 ч 1 дм^2 поверхности листа

период интенсивность длинноволновой радиации в спектре солнца довольно высока. В результате поглощения солнечной радиации растения существенно нагреваются: температура листьев достигает 40—45° С, что значительно выше пределов, характеризующих максимум фотосинтеза.

Отрицательное влияние перегрева растений на их жизнедеятельность иллюстрирует рис. XI.2, на котором показано изменение интенсивности фотосинтеза при температуре воздуха 30—35° С. В часы наибольшей солнечной радиации наблюдается снижение интенсивности фотосинтеза,

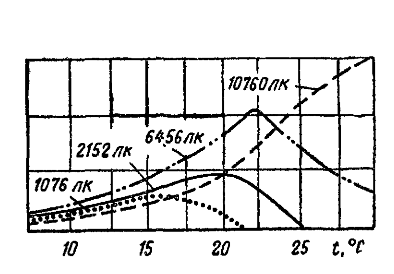


Рис. XI.1. Зависимость интенсивности фотосинтеза томатов от температуры и освещенности

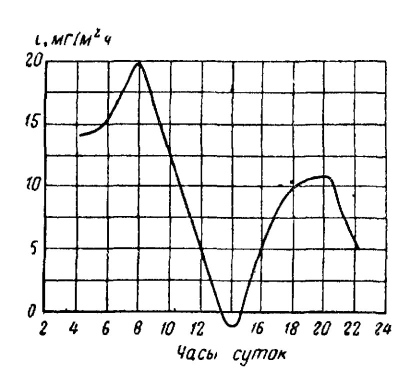


Рис. XI.2. Изменение интенсивности ι фотосинтеза в теплице в течение летнего дня

а в 13—15 ч дыхание растений преобладает над фотосинтезом. Дневная депрессия фотосинтеза отрицательно сказывается на жизни растений и снижает урожайность выращиваемых культур.

Для различных растений существует своя зона теплового комфорта, в которой они интенсивнее развиваются. В табл. XI.1 приведены рекомендуемые значения температуры и влажности воздуха для некоторых овощных культур, выращиваемых в культивационных сооружениях.

Температуру листьев при выращивании томатов и огурцов рекомендуется поддерживать 22—23° С. Максимально допустимая температура листьев 35° С.

Существеное влияние на процесс фотосинтеза оказывает освещенность, т. е. интенсивность солнечной радиации в диапазоне 0,4—0,7 мк. Нормальный фотосинтез протекает при соответствии температуры воздуха степени освещенности. Минимальная освещенность для томатов и огурцов в рассадной фазе 3000—4000 лк, в послерассадной 5000—6000 лк в течение 8—10 ч в сутки. Наиболее благоприятные для растений значения освещенности составляют 10 000—20 000 лк.

На характер протекания процесса фотосинтеза влияет не только количество поглощенного излучения, но и качественный состав его. Фиолетовые и синие лучи с $\lambda = 0{,}38$—$0{,}49$ мк обусловливают нормальный обмен веществ, стимулируют формирование ветвей и листьев. Зеленые и желтые лучи с $\lambda = 0{,}49$—$0{,}595$ мк мало влияют на физиологические процессы. Оранжевые и красные лучи с $\lambda = 0{,}595$—$0{,}78$ мк являются основным видом излучения, необходимого для фотосинтеза. При этом происходит максимальное поглощение радиации хлорофиллом. Вытягиванию расте-

Таблица XI.1

Температурно-влажностный режим в сооружениях защищенного грунта (СНиП II-Н.4-70)

Группа культур	Температура воздуха, °C							Относительная влажность, %
	во время появления всходов	во время выращивания			в период плодоношения		в период закалки растения	
		пасмурно	солнечно	ночью	днем	ночью		
Огурцы, дыни, арбузы	17—18	22—25	27—30	17—18	25—30	18—20	13—15	85—95 (огурцы) 65—75 (для остальных культур)
Помидоры, баклажаны, перец, кабачки, фасоль	10—12	20—22	25—27	10—13	22—28	15—17	8—10	65—75 (кабачки) 50—60 (для остальных культур)
Салат, сельдерей, спаржа, лук на зелень	8—9	17—18	20—26	8—12	—	—	7—5	70—80
Шпинат, укроп, щавель, петрушка на зелень	8—9	15—16	20—21	8—9	—	—	1	70—80
Редис, капуста, брюква	6—7	12—13	16—18	7—8	—	—	1—3	65—75

ний способствует излучение с $\lambda=0,7$—1 мк, укорачиванию при утолщении листьев — излучение в диапазоне $\lambda=0,315$—0,38 мк. Для излучения с $\lambda>1$ мк не выявлено специфического действия. Коротковолновая радиация с $\lambda<0,315$ мк губительна для растений.

На интенсивность фотосинтеза в значительной степени влияет концентрация углекислого газа. Оптимальная величина CO_2 в зоне растений составляет 1%. Нижний предел значения CO_2 равен 0,01%, верхний — 5%.

В формировании теплового режима растений и концентрации углекислого газа существенную роль играет подвижность воздуха. Подвижность воздуха в теплице интенсифицирует конвективный теплообмен растений с окружающим воздухом, препятствует образованию застойных зон. Рекомендуемая скорость движения воздуха в зоне растений составляет 0,2—0,7 м/с.

Нормальный рост растений обеспечивается совокупностью благоприятных почвенных и атмосферных условий. Отклонение какого-либо фактора, определяющего эти условия, в большую или меньшую сторону приводит к нарушению роста растений, а следовательно, и к уменьшению урожайности.

2. КОНСТРУКЦИИ КУЛЬТИВАЦИОННЫХ СООРУЖЕНИЙ

Парники. Наибольшее распространение получили русские односкатные углубленные парники (рис. XI.3) с укрытиями из остекленных съемных рам. Находят все большее применение разборно-переставочные пленочные парники, в которых укрытием является переносный каркас с пленочным покрытием.

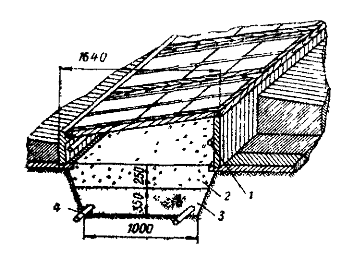
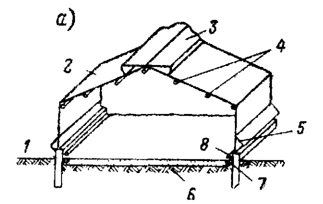


Рис. XI.3. Парник на водяном обогреве

1 — трубы надпочвенного обогрева, 2 — грунт; 3 — песок, 4 — трубы подпочвенного обогрева

Теплицы. Большая часть теплиц строится в виде двухскатных или блочных (рис. XI.4). Двухскатные теплицы (рис. XI.4, *а*) могут иметь внутренние опоры. В зависимости от способа выращивания растений теплицы делятся на грунтовые и стеллажные. Как в ангарных, так и в блочных теплицах овощи можно выращивать в инертных средах, смачиваемых растворами питательных солей. Такой способ выращивания растений называется гидропонным.



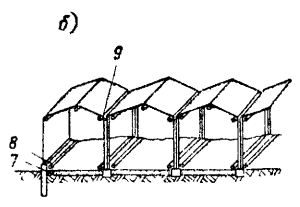


Рис XI.4. Теплицы

а — ангарная двухскатная; *б* — блочная; 1 — фундамент; 2 — остекление; 3 — вентиляционные фрамуги (вытяжные), 4 — трубы обогрева воздушного пространства, 5 — вентиляционные фрамуги (приточные), 6 — растительный грунт, 7 — трубы периметрального обогрева грунта; 8 — трубы надгрунтового обогрева; 9 — трубы желобного обогрева

Основным надземным ограждением теплиц и парников являются светопрозрачные материалы — стекло и полимерные пленки.

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ОТОПЛЕНИЕ ТЕПЛИЦЫ

Температурный режим теплицы, заданный культурооборотом, определяется системой теплопоступлений и теплопотерь сооружения В общем виде алгебраическое уравнение теплового баланса теплицы может быть записано в соответствии со схемой (рис. XI.5):

$$\Sigma Q = 0. \qquad (XI.3)$$

Отдельные составляющие этого уравнения в зависимости от конкретных условий могут быть приняты со знаком плюс или минус или могут быть равны нулю; они определяются по формулам, приведенным в главе II.

Расчет конвективного теплообмена на внутренних поверхностях теплицы следует выполнять по формуле

$$Q_{к} = \alpha_{к} (t_{в} - \tau_{в}) F, \qquad (XI.4)$$

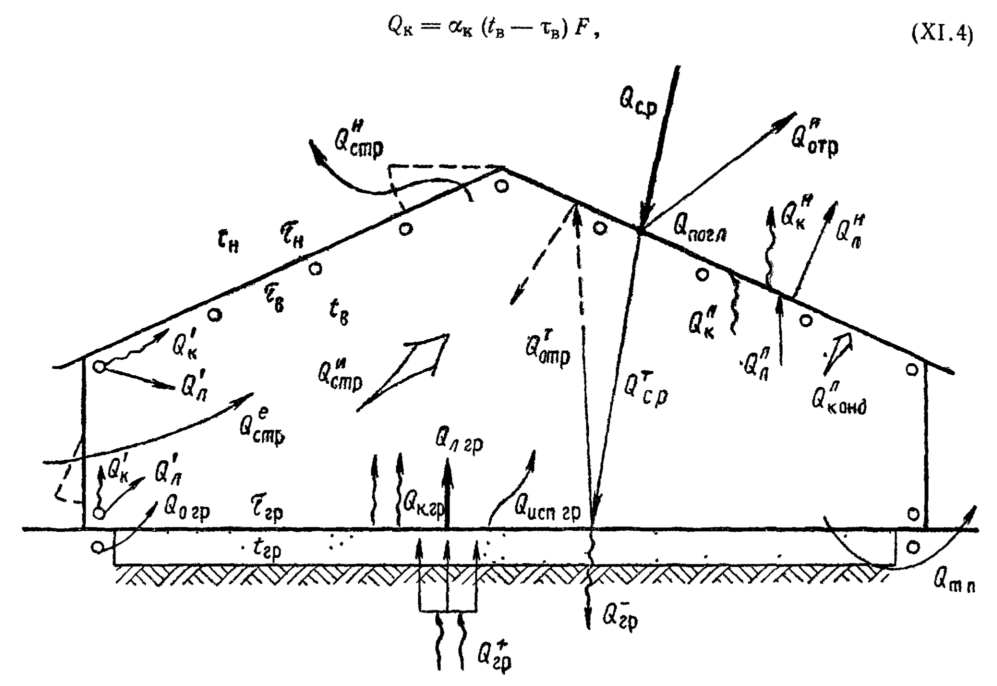


Рис XI 5 Расчетная схема теплового баланса теплицы

$Q_{с р}$ — тепло солнечной радиации, $Q^{-}_{с р}$ — тепло солнечной радиации, поступившее в теплицу, $Q^{н}_{отр}$ — тепло солнечной радиации отраженное от покрытия, $Q_{погл}$ — тепло солнечной радиации, поглощенное покрытием, $Q^{т}_{отр}$ — тепло солнечной радиации, отраженное грунтом, $Q^{-}_{гр}$ — тепло, поглощенное грунтом, $Q^{+}_{гр}$ — тепло, отдаваемое грунтом $Q_{к гр}$ и $Q_{л гр}$ — конвективное и лучистое тепло с поверхности грунта, $Q_{исп гр}$ — тепло испарения с поверхности грунта, $Q^{п}_{к}$, $Q^{п}_{л}$ $Q^{п}_{конд}$ — конвективное, лучистое тепло и тепло конденсации на внутренней поверхности ограждения, $Q^{н}_{к}$, $Q^{н}_{л}$ — конвективное и лучистое тепло на наружной поверхности, $Q_{т п}$ — теплопотери через грунт, $Q'_{к}$ $Q'_{л}$ — конвективное и лучистое тепло нагревательных приборов системы обогрева воздушного пространства; $Q_{о гр}$ — тепло системы обогрева грунта, $Q^{е}_{стр}$, $Q^{и}_{стр}$ — тепло естественных и искусственных воздушных струй, $Q^{н}_{стр}$ — тепло наружной струи, $t_{н}$ $t_{в}$ $t_{гр}$ — температуры наружного, внутреннего воздуха и грунта, $\tau_{н}$ $\tau_{в}$ $\tau_{гр}$ — температуры наружной, внутренней поверхности ограждения и поверхности грунта

в которой величина $\alpha_{к}$, Вт/(м^2·К) определяется в зависимости от характера теплообмена, протекающего в конкретных условиях в теплице:

$$\alpha_{к} = 1{,}5\, k_1 \sqrt[3]{\Delta t}, \qquad (XI.5)$$

где k_1 — коэффициент, зависящий от температурного режима в теплице, принимаемый по графику (рис XI 6),

1,5 — коэффициент, определяющий соотношение вертикальных и наклонных поверхностей в теплицах.

Коэффициент конвективного теплообмена $\alpha^{н}_{к}$, Вт/(м^2·К), для наклонно-

го участка наружного ограждения может быть определен по формуле

$$\alpha_{к}^{н} = k_2 \frac{(v\rho)^{0,8}}{l^{0,2}} 1,163, \quad (XI.6)$$

где k_2 — для теплиц принимается по графику (рис. XI.7);
l — длина ската, м.

Для вертикального участка наружного ограждения

$$\alpha_{к}^{в} = 11,63\sqrt{v}, \quad (XI.7)$$

где v — расчетная скорость ветра, м/с.

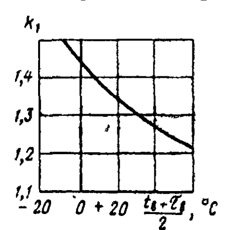


Рис. XI.6. Зависимость коэффициента k_1 от температурного режима в теплице

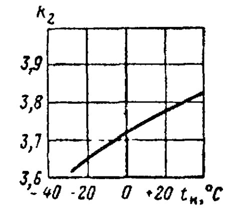


Рис. XI.7. Зависимость коэффициента k_2 от температуры наружного воздуха

Расчетное значение коэффициента конвективной теплопередачи $\alpha^{к}$, Вт/(м^2·К), на наружной поверхности будет средневзвешенное по площади

$$\alpha_{к} = \frac{\alpha_{к}^{н} F_{н} + \alpha_{к}^{в} F_{в}}{F_{н} + F_{в}}, \quad (XI.8)$$

где $F_{н}$ и $F_{в}$ — площади наклонных и вертикальных поверхностей теплицы.

Лучистый теплообмен между поверхностями внутри теплицы следует рассчитывать по формулам для расчета лучистого теплообмена между двумя серыми телами. В связи с тем, что в культивационном сооружении находятся трехатомные газы, поглощающие длинноволновое излучение, в уравнение теплообмена следует вводить поправочный коэффициент, который для теплиц равен 0,88; тогда

$$Q_{л}^{п} = 0,88 Q_{л\ гр}, \quad (XI.9)$$

где $Q_{л.гр}$ — количество лучистого тепла, поступающее в теплицу от грунта.

При определении затрат тепла на испарение влаги с поверхности грунта в расчетную формулу следует вводить поправочный коэффициент, равный для теплиц 0,8:

$$Q_{исп.гр} = 0,8 G_{исп}\, q_{исп}. \quad (XI.10)$$

Системы отопления теплиц и парников должны обеспечивать заданные температурные условия как в грунте, так и в воздушном пространстве.

Расчетные параметры внутреннего воздуха и температура грунта в теплицах и парниках принимаются в соответствии с заданными культурооборотами проектируемого сооружения.

Расчетные параметры наружного воздуха в холодный период года принимаются: для сооружений круглогодичного использования — параметру В по СНиП, для сезонных сооружений — средняя температура на-

иболее холодного месяца за период эксплуатации, сниженная на половину максимальной суточной амплитуды температуры воздуха для данного района.

В теплицах круглогодичного назначения целесообразно проектировать системы водяного отопления с отопительными приборами в виде регистров или змеевиков из гладких труб. Следует проектировать самостоятельные системы грунтового обогрева. Эти системы в зависимости от района строительства могут иметь отопительные приборы, расположенные по всей площади растительного грунта или только для периметрального обогрева.

Система надпочвенного обогрева также должна быть самостоятельная. Ее отопительные приборы должны быть расположены в приземной

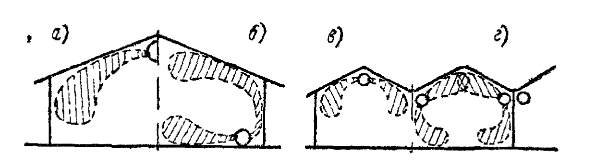


Рис. XI.8. Схемы подачи нагретого воздуха через полиэтиленовые воздуховоды равномерной раздачи

а и *в* — настилающейся струей под наклонное остекление; *б* — из нижней зоны на вертикальное остекление; *г* — поднаклонное остекление и вниз

части у внутренних поверхностей наружных ограждений. В блочных теплицах отопительные приборы следует располагать в пригрунтовой зоне по всей площади теплицы. Систему обогрева воздушного пространства теплицы необходимо делать также самостоятельной и отопительные приборы располагать под светопрозрачным ограждением теплиц. В блочных теплицах (см. рис. XI.4) необходимо иметь самостоятельные системы с подлотковыми отопительными приборами. Назначение этих систем — подогрев лотков, по которым стекает растаявший снег с наклонного остекления.

Проектирование нескольких самостоятельных систем обогрева определяется необходимостью разновременной их работы в зависимости от конкретных условий эксплуатации теплицы и метеорологических условий.

Для поддержания заданных температурных условий в теплицах, особенно весенних, целесообразно устраивать воздушное отопление с раздачей воздуха через полимерные пленочные перфорированные воздуховоды, проложенные в верхней части теплицы или в пригрунтовой зоне (рис. XI.8). Можно применять системы комбинированного обогрева, т. е. водяного с нагревателями из гладких труб и воздушного с воздуховодами равномерной раздачи воздуха через полимерные пленочные перфорированные воздуховоды.

Отопительные приборы систем должны быть так размещены в объеме сооружения, чтобы температура рабочего объема была обеспечена при наименьших затратах тепла.

Натурными наблюдениями в действующих теплицах установлено, что наиболее рационально такое распределение отопительных приборов, при котором теплопотери теплицы компенсируются следующим образом. В ангарных теплицах от отопительных приборов, расположенных:

а) в воздушном пространстве у остекленных поверхностей — 50—60%;

б) у цокольной части стены — 25—30%;

в) в грунте по периметру теплицы (в овощных теплицах) — 15—20%;

г) под корнеобитаемым слоем под всей площадью грунта (в рассад-

ных теплицах) — 20—30% присоответствующем сокращении теплопередачи приборов воздушного пространства.

В блочных теплицах эти соотношения должны быть изменены в связи с относительным увеличением теплопотерь через наклонные светопрозрачные ограждения.

Теплопередача отопительных приборов системы подлоткового обогрева определяется для каждого климатического района исходя из количества снега, выпадающего в этом районе.

Расчет системы обогрева грунта приведен в специальной литературе.

Характеристика температурного поля, создаваемая комплексом систем обогрева, определяется величиной отношения

$$\Delta\bar{t} = \frac{t_{р.о} - t_н}{t_в^{огр} - t_н} . \qquad (XI.11)$$

Это отношение показывает взаимосвязь температуры рабочего объема ($t_{р.о}$), средневзвешенной температуры воздуха у внутренних поверхностей наружных ограждений ($t_в^{огр}$) и температуры наружного воздуха $t_н$.

Наиболее рациональна такая система отопления, которая при максимальном рабочем объеме теплицы будет иметь $\Delta\bar{t}=1$.

Величина $\Delta\bar{t}$ может быть определена на действующем объекте или на модели.

§ 105. ПТИЦЕВОДЧЕСКИЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Птицеводческие помещения строятся, как правило, одноэтажными, однако при соответствующем технико-экономическом обосновании могут быть и многоэтажными. Конструктивной особенностью птицеводческих помещений являются полы, которые устраивают с твердым покрытием (бетонные, асфальтовые и др.) в помещениях для содержания птиц на глубокой подстилке, в залах для клеточного содержания птиц или двухслойными — верхние сетчатые или планочные, нижние — сложные с твердым покрытием в помещениях при напольном содержании птиц без подстилки.

Конструкции полов должны обладать степенью теплоусвоения, не превышающей норм теплоотдачи птиц, находящихся на этих полах.

Системы отопления помещений должны обеспечить заданные температурные режимы в условиях стационарного теплового баланса при расчетной наружной температуре.

Таблица XI.2

Температура внутреннего воздуха в помещениях для птиц

Вид птицы	Температура воздуха в помещении, °С, при содержании птиц	
	напольном	клеточном
Взрослые птицы:		
куры	12—16	16
индейки . .	12—16	—
утки	7—14	—
гуси	7	—
Молодняк кур в возрасте:		
1—30 дней .	22	24
31—60 дней .	18*	20
свыше 60 дней	14—16	16
Молодняк индеек в возрасте:		
1—20 дней .	22	24
21—120 дней .	20—18	—
свыше 120 дней	16	—
Молодняк уток в возрасте:		
1—10 дней .	22	26
11—30 дней .	20	—
31—55 дней .	14	—
свыше 55 дней	7—14	—

Расчетную наружную температуру воздуха следует принимать по параметрам «Б» СНиП.

В холодный период года температура внутреннего воздуха в помещениях определяется видом птиц и их возрастом и должна поддерживаться в соответствии с данными, приведенными в табл. XI.2.

Приведенная в таблице температура должна быть обеспечена системой отопления в зоне размещения птиц. Зоной размещения птиц при напольном содержании является припольная зона высотой 0,4 м, при клеточном содержании — пространство на всю высоту клеточных батарей.

Одна из особенностей температурно-влажностного режима птичников — необходимость поддержания относительной влажности воздуха в помещении 60—70%.

При составлении теплового баланса птицеводческого помещения следует принимать в расчет теплопоступления от птиц, находящихся в этом помещении.

Количество тепла, выделяемое птицами, определяется по формуле

$$Q_{пт} = NPqk_1k_2k_3, \qquad (XI.12)$$

где N — расчетное число птиц;

P — масса одной птицы, кг;

q — тепловыделение птицы на 1 кг, Вт/кг (табл. XI.3);

k_1 — поправочный коэффициент на тепловыделения в ночное время (следует принимать равным 0,6);

k_2 — поправочный коэффициент на отклонение внутренней температуры воздуха в птичнике от оптимальной, принимаемый равным:

Температура воздуха в помещении, °C	4	8	12	16	20	24	28	32	36
Коэффициент k_2:									
для взрослых птиц	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,92	0,9	0,85	0,8
для молодняка	—	—	—	—	1,05	1	0,95	0,92	0,8

k_3 — коэффициент заполнения птичника, т. е. отношение фактического количества голов, находящихся большую часть времени в птичнике, к расчетному (может быть принят равным 0,85—0,9).

При составлении теплового баланса следует учитывать количество тепла, которое расходуется на испарение влаги из помета, а также из глубокой подстилки, если она имеется.

Тепло, Вт, необходимое на испарение влаги из помета, определяется по формуле

$$Q_{исп} = 680 \frac{NP_п}{24} k_п, \qquad (XI.13)$$

где N — число голов птицы;

$k_п$ — степень усушки помета, принимается равной 0,7;

$P_п$ — выход помета от одной птицы, кг/сутки, принимается равным:

Куры яичного направления	0,24
Куры мясного направления	0,29
Индейки	0,43
Утки	0,55
Молодняк кур в возрасте:	
1—30 дней	0,03
31—70 дней	0,08
71—180 дней	0,12
свыше 180 дней	0,21

Таблица XI.3

Тепловыделение птицы

Виды и возрастные группы птиц	Масса *P*, кг	Тепловыделения			
		общие		явные	
		Вт/кг	ккал/(ч кг)	Вт/кг	ккал/(ч кг)
Взрослые птицы:					
при клеточном содержании	1,5—1,7	11,4	9,8	7,9	6,8
при напольном содержании					
куры яичных пород	2	13,1	11,3	9,2	7,9
куры мясных пород	1,8	12	10,3	8,4	7,2
индейки	1,7	11,2	9,6	7,8	6,7
утки	1,2	7,2	6,2	5,6	4,8
Молодняк кур:					
куры яичных пород в возрасте:					
1—10 дней	0,06	18,1	15,6	15,6	13,5
11—30 дней	0,25	14,8	12,7	10,2	8,8
31—60 дней	0,6	12,2	10,5	8,6	7,4
61—150 дней	1,3	11,2	9,7	7,9	6,8
свыше 150 дней	1,6	10,7	9,2	7,4	6,4
куры мясных пород в возрасте:					
1—10 дней	0,08	17	15	15	12,9
11—30 дней	0,35	13,7	11,8	9,4	8,1
31—60 дней	1,2—1,4	12,1	10,4	8,4	7,2
61—150 дней	1,8	11,2	9,6	7,8	6,7
свыше 150 дней	2,5	10,2	8,8	7	6
Молодняк индеек в возрасте:					
1—10 дней	0,1	15	13	12,2	10,5
11—30 дней	0,6	14,1	12,2	9,8	8,4
31—120 дней	4	10,7	9,2	7,4	6,4
свыше 120 дней	6	10	8,6	7	6
Молодняк уток в возрасте:					
1—10 дней	0,3	23,1	20,1	16,3	14
11—30 дней	1	16,9	14,5	11,7	10,1
31—55 дней	2,2	8	6,9	5,6	4,8
свыше 55 дней	3	6,6	5,7	4,7	4

Примечание. Приведенные в таблице значения тепловыделений относятся к конечному возрасту птицы.

В птицеводческих помещениях следует предусматривать, как правило, воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляционной системой. Количество тепла, подаваемого такой системой, определяется тепловым балансом помещений. В помещениях для молодняка птиц, а

также в других помещениях при соответствующем обосновании можно применять системы центрального водяного отопления с чугунными секционными нагревательными приборами или приборами в виде регистров из гладких труб. Температура поверхности приборов не должна превышать 95° С. Отопительные приборы и трубы системы отопления должны быть недоступны для соприкосновения птиц или иметь соответствующее укрытие. К отопительным приборам должен быть доступ для очистки их от загрязнения.

Для обогрева молодняка птиц младшего возраста применяют системы локального отопления, например электрические брудеры или газовые инфракрасные излучатели при соответствующем оборудовании их отсосами вытяжных вентиляционных систем.

Для выращивания молодняка птиц (цыплят, индюшат, утят, гусят и цесарят) применяют электробрудеры с инфракрасными (ИК) лампами.

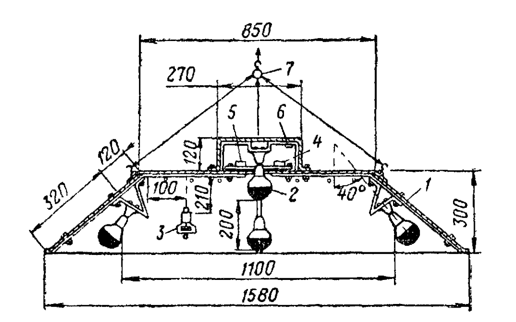


Рис. XI.9. Электробрудер (разрез)

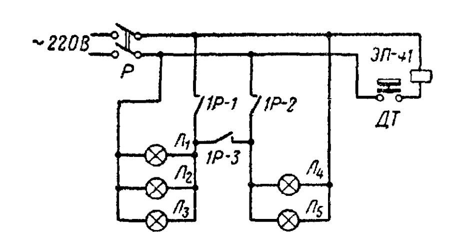


Рис. XI.10 Принципиальная электрическая схема элсктробрудера

ИК — рудер с лампами (рис. XI.9) состоит из конусообразного корпуса *1*, пяти ламп *2* мощностью 250 Вт, датчика температуры *3*, электромагнитного реле *4*, клеммной колодки *5* и пакетного выключателя *6*. Он рассчитан на выращивание 500 цыплят до месячного возраста. В процессе эксплуатации брудер подвешивают к потолку птичника на стальном тросе диаметром 5 мм и заземляют.

Температурный режим в зоне обогрева цыплят регулируется по схеме, показанной на рис. XI.10. Контроль температуры осуществляет датчик *ДТ*, который состоит из мембраны, заполненной эфиром, и малогабаритного микропереключателя. Если температура в зоне облучения увеличивается по отношению к заданной, датчики температуры *ДТ* включают электромагнитное реле ЭП-41, которое с помощью контактов *1Р-1*, *1Р-2*, *1Р-3* переключает лампы последовательно.

Инфракрасные лампы при этом работают на пониженном накале, за счет чего и снижается интенсивность излучения. При уменьшении температуры в зоне обогрева происходит обратное включение ламп на полный накал.

Для обогрева молодняка птиц можно применять и отдельные ИК-лампы, оборудованные защитной арматурой. Над зоной обогревания может быть установлено несколько облучателей. Интенсивность облучения определяется высотой подвеса ламп.

При обогреве газовыми инфракрасными излучателями газовая смесь в горелках сгорает до образования конечных продуктов окисления

(азота, углекислого газа, водяного пара и небольшого количества кислорода), наличие которых не превышает предельно допустимые концентрации для помещений птицеводческих ферм.

Как правило, отопление горелками инфракрасного излучения осуществляется путем периодического или поочередного включения отдельных горелок.

Расчет системы отопления сводится к определению количества горелок исходя из общей тепловой нагрузки и выбору способа расположения их в помещении.

Горелки в помещении должны располагаться таким образом, чтобы облученность птиц не превышала следующих норм:

Цыплята в возрасте:	
до 10 дней . . .	290—350 Вт/м² [250—300 ккал/(ч·м²)]
10—30 дней . .	170—290 Вт/м² [150—250 ккал/(ч·м²)]
старше 30 дней .	120—170 Вт/м² [100—150 ккал/(ч·м²)]

Принципиальные схемы отопления для птичников с различными способами содержания птиц приведены в табл XI.4.

Таблица XI.4

Рекомендуемые схемы отопления птичников

Назначение зданий и помещений	Система отопления	
	основная	дополнительная
	Напольное содержание	
Цехи промышленного стада кур-несушек, цехи маточного стада, акклиматизаторы	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией	—
Бройлерники и цехи ремонтного молодняка	Водяное с температурой на поверхности нагревательных приборов 95° С	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией
Цехи выращивания цыплят	То же	Локальные системы инфракрасного обогрева
	Клеточное содержание	
Цехи кур-несушек	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией	—

При проектировании систем воздушного отопления в помещениях с клеточным содержанием кур необходимо обеспечить температуру в рабочем объеме помещения, т. е. на всю высоту клеточных батарей, в соответствии с требованиями, приведенными в табл. XI.2.

§ 106. ЖИВОТНОВОДЧЕСКИЕ ПОСТРОЙКИ

При проектировании отопления животноводческих построек температуру наружного воздуха рекомендуется принимать по параметрам «Б».

Температуру внутреннего воздуха $t_в$, °С, следует принимать равной:

I. Коровники:	
родильное отделение	18
помещения для беспривязного содержания скота	10
помещения для привязного содержания скота	10
профилактории	20
телятники для выращивания и доращивания	16
телятники для откорма	12
II. Свинарники:	
для холостых маток и хряков	14
для супоросных маток	18
для подсосных маток с поросятами:	
для поросят в первую неделю жизни	30
для поросят в две—четыре недели жизни	24
для свиноматок	18
для поросят отъемышей	22
для откорма свиней	18

Максимальная температура воздуха для взрослых животных не должна превышать 25° С.

Оптимальная температура внутреннего воздуха в помещениях для содержания животных, т. е. такая температура, при которой животное давало бы максимум продукции при минимальных капиталовложениях и эксплуатационных расходах, в том числе и расходах на корм, может быть определена технико-экономическим путем.

Методика определения внутренней оптимальной температуры в помещении, которая в свою очередь обусловливает оптимальные термические сопротивления ограждений в неотапливаемых помещениях или количество тепла, необходимое для подачи в помещение системой отопления в отапливаемых помещениях при необходимых термических сопротивлениях ограждений, сводится к следующему[1].

При оптимальном термическом сопротивлении ограждений приведенные затраты, руб/м^2, составляют:

$$П = (ЕК + Э)_{мин}, \tag{XI.14}$$

где К — капитальные вложения, руб/м^2;
Е — коэффициент экономической эффективности, равный для сельского строительства 0,2;
Э — годовые эксплуатационные расходы, руб/м^2.

В капитальные затраты практически входит только стоимость ограждений, поэтому величину K следует определять по формуле

$$K = \delta_{ст} C_{ст} + \delta_п C_п = \overline{A} R_{ст} C_{ст} + \overline{B} R_п C_п \tag{XI.15}$$

или

$$K = (\overline{A} \lambda_{ст} C_{ст} + \overline{B} \lambda_п C_п)(R_о - R_в - R_н), \tag{XI.16}$$

где $\delta_{ст}$, $\delta_п$ — толщина утеплителя стен и покрытия, м;
$C_{ст}$, $C_п$ — стоимость материала стен и покрытия, руб/м^3;
$\lambda_{ст}$, $\lambda_п$ — теплопроводность утеплителя стен и покрытия, Вт/(м·К);
$R_{ст}$, $R_п$ — термическое сопротивление стен и покрытия, К·м^2/Вт;
$R_в$, $R_н$ — сопротивления теплообмену, К·м^2/Вт;

[1] Методика разработана автором совместно с инж. А. А. Руновым.

R_o — среднее сопротивление теплопередаче стен и покрытия, К·м²/Вт;

$\bar{A}$, $\bar{B}$ — коэффициенты перехода от сопротивлений теплопередаче стен и покрытия к среднему сопротивлению ограждений помещений, определяемые по формулам:

$$\bar{A} = \frac{0{,}77F_п + F_{ст}}{F_п + F_{ст}}; \qquad (XI.17)$$

$$\bar{B} = \frac{F_п + 1{,}3F_{ст}}{F_п + F_{ст}}, \qquad (XI.18)$$

где $F_{ст}$, $F_п$ — площадь стен и покрытия, м².

Уравнение XI.16 получено в результате подстановки в уравнение (XI.15) $R_{ст}$ и $R_п$, найденных из совместного решения уравнений:

$$R_o = \frac{F_{ст} + F_п}{\frac{F_{ст}}{R_{ст}} + \frac{F_п}{R_п}}; \quad R_п = 1{,}3R_{ст}. \qquad (XI.19)$$

Последнее уравнение показывает, что термическое сопротивление покрытия должно быть на 30% больше сопротивления стен.

Такое соотношение между $R_{ст}$ и $R_п$ в одноэтажных животноводческих постройках необходимо для уменьшения лучистого теплообмена поверхности тела животного, обращенной к покрытию, и предотвращения холодных конвективных токов от покрытия в зону животных.

При изменении теплозащиты наружных ограждений в неотапливаемых коровниках изменяются также эксплуатационные затраты $Э$, так как при этом изменяется микроклимат помещения. В эксплуатационные затраты входят затраты на корм $C_к$ и со знаком минус стоимость продукции $C_{пр}$:

$$Э = С_к - С_{пр}. \qquad (XI.20)$$

Расходы на заработную плату обслуживающего персонала и амортизационные отчисления практически не изменяются с изменением теплозащиты ограждений, так как эти затраты связаны в основном с численностью животных и технологией производства. Следовательно, эти расходы не следует учитывать при расчете величины $Э$.

Выразим слагаемые в уравнениях (XI.16) и (XI.20) функциональной зависимостью от температуры внутреннего воздуха $t_в$. Это позволит путем дифференцирования формулы (XI.14) по переменной $t_в$ найти оптимальное термическое сопротивление ограждений.

Среднее сопротивление теплопередаче, К·м²/Вт, наружных ограждений определяется из условия теплового баланса:

$$R_o = \frac{t_в - t_н}{q_т - q_в - q_o}, \qquad (XI.21)$$

где $t_в$, $t_н$ — температура внутреннего и наружного воздуха, °С;

$q_т$, $q_в$ — удельные тепловыделения в помещении и расход тепла на воздухообмен, Вт/м²;

q_o — теплопотери через ограждения, термическое сопротивление которых можно считать известным (окна, ворота, пол), Вт/м².

Значения $q_т$ и $q_в$ зависят от температуры внутреннего воздуха, но

полный учет этой зависимости в дальнейших расчетах приводит к сложным уравнениям. Для упрощения были использованы следующие расчетные формулы:

$$q_т = \frac{mQ_ж}{F_1}; \quad (XI.22)$$

$$q_в = \frac{\chi G_ж}{F_1}, \quad (XI.23)$$

где $Q_ж$ — тепловыделение животного, Вт/гол;
$G_ж$ — влаговыделение животного, г/(ч·гол);
F_1 — суммарная площадь стен и покрытия в расчете на одно животное, м²/гол;
m, χ — коэффициенты, принимаемые по табл. XI.5.

Таблица XI.5

Значения коэффициентов m и χ в зависимости от температуры наружного воздуха

Температура наружного воздуха $t_н$, °C	m	χ
—10	0,99	0,045
—15	0,98	0,043
—20	0,97	0,041
—25	0,96	0,04
—30	0,95	0,039

Из формул (XI.16), (XI.21) — (XI.23) получим:

$$K = (\bar{A}\lambda_{ст} C_{ст} + \bar{B}\lambda_п C_п) \times$$

$$\times \left[\frac{t_в - t_н}{\frac{mQ_ж}{F_1} - \frac{\chi G_ж}{F_1}(t_в - t_н)} - R_в - R_н \right]. \quad (XI.24)$$

Затраты на корм $C_к$ и стоимость продукции $C_{пр}$ в формуле (XI.20) вычисляются по формулам:

$$C_к = \frac{Ц\bar{C}_к z}{F_1}; \quad (XI.25)$$

$$C_{пр} = \frac{Ю\bar{C}_{пр} z}{F_1}, \quad (XI.26)$$

где $\bar{C}_к$, $\bar{C}_{пр}$ — стоимость кормов, руб., за кормовую единицу (руб/к. е.) и продукции, руб/кг;
Ц, Ю — расходы кормов в кормовых единицах в сутки на голову [к. е./(сут·гол)] и прирост массы, кг/(сут·гол).

Величины Ц и Ю определяются по формулам:

$$Ц = М(1,15 - 0,015t_в); \quad (XI.27)$$

$$Ю = Н\left(-5 \cdot 10^{-4} t_в^2 + 0,01t_в + 0,95\right), \quad (XI.28)$$

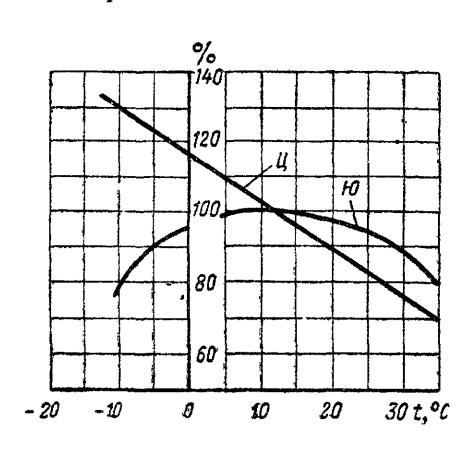
где М, Н — расход кормов за зимний период и средний удой от коровы при нормальном микроклимате.

Эмпирические формулы (XI.27) и (XI.28) выведены по экспериментальным зарубежным и отечественным данным. Графики изменения этих величин представлены на рис. XI.11.

Величина z в формулах (XI.25) и (XI.26) представляет собой длительность периода в сутках, в течение которого отклонение от оптимальной температуры внутреннего воздуха влечет за собой изменение продуктивности.

Если при $t_н > -5°$ С в коровниках с различной теплоизоляцией существенного различия в продуктивности не наблюдается, то при $t_н < -5°$ С продуктивность резко падает.

За расчетную величину z следует принимать период с $t_н$ ниже $-5°$ С. Для различных климатических районов эта величина различна.



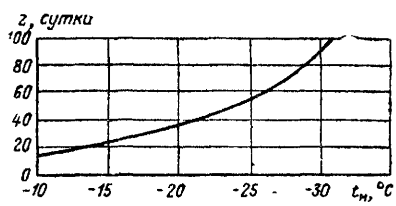


Рис. XI.12. Зависимость продолжительности z периода с температурой $t_н < -5$ °С от расчетной температуры наружного воздуха

Рис. XI.11. Зависимость продуктивности животных Ю и расхода кормов Ц от температуры внутреннего воздуха в коровнике

На рис. XI.12 показан график зависимости z от расчетной наружной температуры.

Подставляем в формулу (XI.20) полученные значения:

$$Э = \frac{Mz\overline{C}_к}{F_1}(1{,}15 - 0{,}015t_в) + \frac{Hz\,C_{пр}}{F_1}\left(5 \cdot 10^{-4}\,t_в^2 - 0{,}01t_в - 0{,}95\right). \qquad (XI.29)$$

Подставив в формулу (XI.14) значения К и Э из формул (XI.24) и (XI.29), продифференцировав полученное выражение по переменной $t_в$ и приравняв производную нулю, после преобразований получим:

$$\left(1 - \frac{t_в^{опт}}{\alpha}\right)^{-2} + \frac{\beta}{\alpha}\,t_в^{опт} - \gamma = 0, \qquad (XI.30)$$

где

$$\alpha = \frac{mQ_ж + \chi G_ж\,t_н}{\chi G_ж}; \qquad (XI.31)$$

$$\beta = \frac{(mQ_ж + \chi G_ж\,t_н)^3}{m\chi Q_ж\,G_ж F_1^2}\;\frac{0{,}1Hz\,\overline{C}_{пр}}{\overline{A}\lambda_{ст}\,C_{ст} + \overline{B}\lambda_п\,C_п}; \qquad (XI.32)$$

$$\gamma = \frac{(mQ_ж + \chi G_ж\,t_н)^2}{mQ_ж F_1^2}\;\frac{H\,z\overline{C}_{пр} + 1{,}5M\,z\overline{C}_к}{\overline{A}\lambda_{ст}\,C_{ст} + \overline{B}\lambda_п\,C_п}. \qquad (XI.33)$$

По уравнению (XI.30) составлена номограмма, представленная на рис. XI.13. Ход решения по номограмме показан пунктиром.

Для определения оптимального термического сопротивления внутреннюю температуру, найденную по номограмме, подставляем в формулу (XI.21):

$$R_о^{опт} = \frac{t_в^{опт} - t_н}{q_т - q_в - q_о}. \qquad (XI.34)$$

Пример XI. 1. Необходимо рассчитать оптимальное термическое сопротивление стен и покрытия коровника, в котором находятся 200 животных массой 500 кг каждое. Район строительства — Московская область. Стены из керамзитобетона ($\rho=1800$ кг/м³), утеплитель покрытия — минеральная вата.

Данные для расчета: $C_{ст}=30$ руб/м³; $C_п=10$ руб/м³; $\overline{C}_{пр}=0{,}16$ руб/кг; $\overline{C}_к=0{,}06$ руб/к. е.; $M=9$ к. е/сут; $H=12$ л/сут; $\lambda_{ст}=0{,}46$ Вт/(м·К); $\lambda_и=0{,}07$ Вт/(м·К); $F_1=8{,}3$ м²/гол; $\overline{A}=0{,}8$; $\overline{B}=1{,}1$; для Московской области $t_н=-26$ °С.

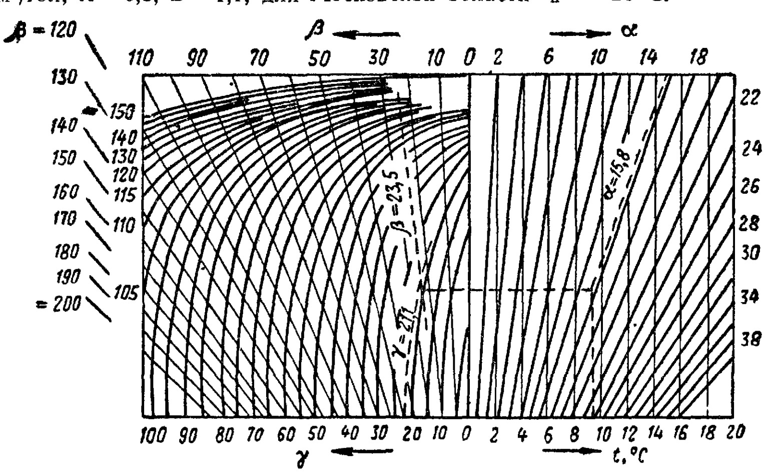


Рис. XI.13. Номограмма для определения оптимальной температуры внутреннего воздуха в коровнике

Согласно НТП СХ 5-68, имеем: $Q_ж=800$ Вт/гол, $G_ж=394$ г/(ч гол).

Из табл. XI.5 находим: $m=0{,}96$ и $\chi=0{,}04$ По рис XI.12 $z=60$. Зная все необходимые величины, по формулам (XI.31) — (XI 33) получим: $\alpha=15{,}8$, $\beta=23{,}5$, $\gamma=21{,}1$. По номограмме (рис. XI.13) находим: $t_в^{опт}=9{,}2$ °С (ход решения показан пунктиром).

По формуле (XI.34) определяем оптимальное сопротивление теплопередаче: $R_о^{опт}=2{,}74$ К·м²/Вт.

С учетом коэффициентов $\overline{A}$ и $\overline{B}$ [формулы (XI.17) и (XI.18)] оптимальные сопротивления теплопередаче стен и покрытия равны: $R_{о\,ст}^{опт}=1{,}87$ К·м²/Вт; $R_{о.п}^{опт}=2{,}58$ К·м²/Вт.

Вычитая из полученных значений переходные сопротивления $R_в=0{,}114$ К·м²/Вт и $R_н=0{,}043$ К·м²/Вт, получим оптимальные термические сопротивления ограждений: $R_{ст}^{опт}=1{,}72$ К·м²/Вт, $R_п^{опт}=2{,}42$ К·м²/Вт.

Методика расчета $t_в^{опт}$ и $R^{опт}$ для помещений другого назначения аналогична приведенной. Продуктивность животных и расход кормов зависят от вида животных (свиней, овец и т. д.).

Внутренняя терморегуляция животных позволяет изменять внутреннюю температуру воздуха в помещении в сравнительно большом диапазоне. На рис. IX.14 показана зона математического теплового баланса, которая для большинства сельскохозяйственных животных находится в диапазоне +5—18° С. Зона же максимальной продуктивности животных значительно уже зоны математического теплового баланса и определяется соотношением качественных составляющих общей теплоотдачи животных, т. е.

$$Q_{общ}=Q_к+Q_л+Q_{исп}+Q_т, \qquad (XI.35)$$

где $Q_т$ — теплоотдача животного путем теплопроводности полу при лежачем положении.

Опыты показывают, что наилучшее самочувствие животного дости-

гается при следующем соотношении слагаемых общей теплоотдачи, %:

$$Q_к : Q_л : Q_{исп} : Q_т = 30 : 30 : 35 : 5.$$

На графике (рис. XI.14) по оси абсцисс отложены значения $t_п$ — температуры помещения, представляющей собой средневзвешенную температуру внутреннего воздуха в помещении и радиационную температуру этого помещения, которая может быть определена по формуле

$$t_п = kt_R + (1 - k)\,t_в, \qquad (XI.36)$$

где k — опытный коэффициент, равный для коровников $k=0{,}3$, для свинарников $k=0{,}42$.

Поддержание в помещениях температуры, находящейся ниже зоны максимальной продуктивности, повлечет за собой дополнительные рас-

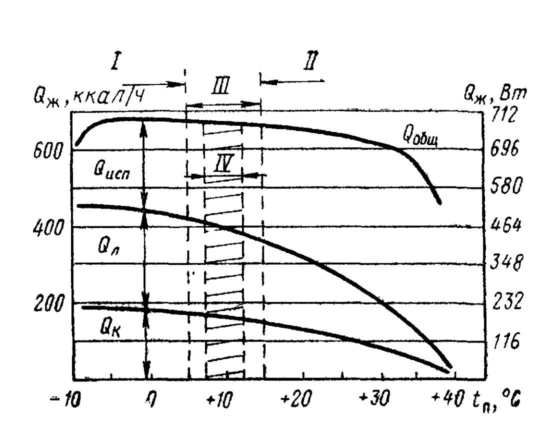


Рис. XI.14. Зависимость количества тепла, отдаваемого животными в окружающую среду, от температуры помещения (корова массой 300 кг)

I и *II* — зоны соответственно пониженной и повышенной температуры; *III* — зона математического теплового баланса; *IV* — зона максимальной продуктивности животных

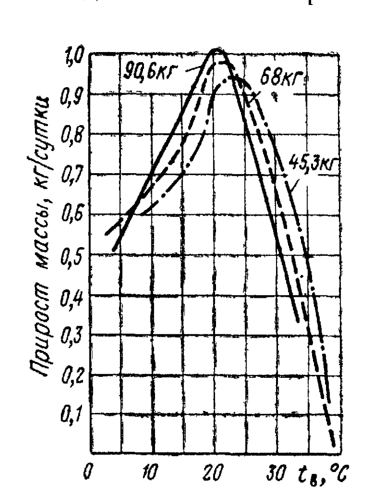


Рис. XI.15. Суточный прирост массы свиней в зависимости от температуры воздуха (по данным США)

ходы корма для получения той же продукции, а увеличение этой температуры вызывает снижение продуктивности за счет общего снижения интенсивности физиологического процесса в организме животного. На рис. XI.15 показаны кривые прироста массы свиней в зависимости от температуры воздуха в помещении.

При расчете лучистого теплообмена животного с внутренними поверхностями ограждающих конструкций следует учитывать, что не вся поверхность тела участвует в теплообмене, а лишь часть ее. Расчетная поверхность определяется по формуле

$$F_п = кF_ж, \qquad (XI.37)$$

где $F_п$ — поверхность, участвующая в теплообмене, м²;

к — доля поверхности, участвующая в теплообмене; для коров и свиней к=0,8;

$F_ж$ — общая поверхность тела животного; для коров $F_ж = 10{,}5\,P^{2/3}$, для свиней $F_ж = 9{,}2\,P^{2/3}$;

P — масса животного, т.

Температура шерстного покрова животного в большой степени зависит от температуры воздуха в помещении, что следует учитывать при расчете конвективного и лучистого теплообмена животного. Характер изменения температуры шерстного покрова животного в зависимости от температуры внутреннего воздуха показан на рис. XI.16.

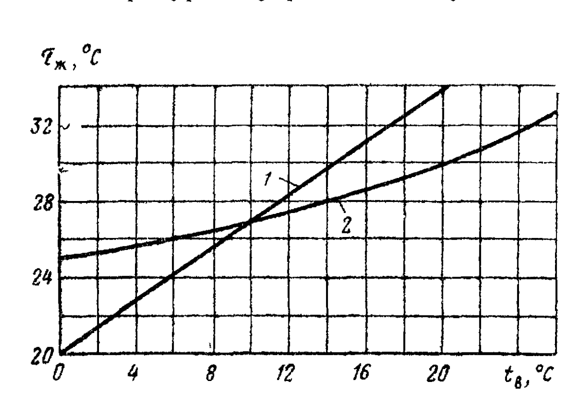


Рис. XI.16. Зависимость температуры шерстного покрова животных (коров *1* и свиней *2*) от внутренней температуры воздуха

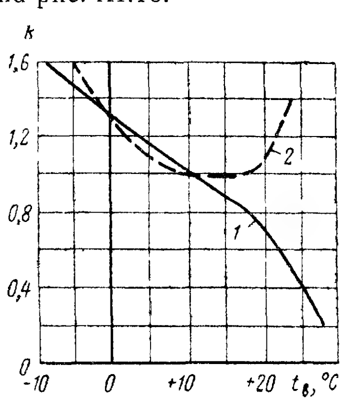


Рис. XI.17. Зависимость поправочного коэффициента *k* при определении теплоотдачи животных (коров *1* и свиней *2*) от температуры помещения

В районах с низкой наружной температурой, удерживающейся в течение длительного времени, животноводческие постройки необходимо оборудовать системами отопления. Термическое сопротивление ограждающих конструкций этих помещений должно обеспечивать радиационную температуру в помещении, при которой лучистый теплообмен был бы в пределах, ограниченных зоной максимальной продуктивности животных.

Для районов, где расчетная наружная температура позволяет поддерживать необходимые микроклиматические условия в животноводческих помещениях за счет биологического тепла, выделяемого животными, которого достаточно для обеспечения требуемого воздухообмена в помещении, систему отопления можно не предусматривать.

Конкретные решения о применении системы искусственного обогрева помещения или организации системы естественного проветривания можно принять только после сравнения вариантов объемов капиталовложений и эксплуатационных затрат при условии обеспечения в том и другом случае необходимых микроклиматических параметров, не выходящих за пределы зоны максимальной продуктивности животных.

Систему искусственного обогрева животноводческих помещений следует предусматривать в том случае, если имеется неравенство

$$\frac{Q_ж - Q_{т\,п}}{I_в - I_н} < \frac{G_{вл} \cdot 1000}{d_{ух} - d_{пр}}. \qquad (XI.38)$$

Это неравенство отражает необходимость снижения концентрации вредностей ниже уровня предельно допустимых и соответственно расхода тепла на нагревание свежего воздуха, поступающего в помещение.

Количество тепла, выделяемого животным, зависит от его вида, массы, породы, физиологического состояния и других факторов. Так, мо-

лочные коровы массой 300—600 кг выделяют явного тепла 510—880 Вт (438—759 ккал/ч), а общего тепла 700—1200 Вт (598—1039 ккал/ч).

Подробные сведения о тепловыделениях различных сельскохозяйственных животных приведены в нормах технологического проектирования животноводческих построек (см. НТП СХ 5-68).

Следует иметь в виду, что теплоотдача животного в большой степени зависит от температуры окружающего воздуха. Поэтому указанную в нормах теплоотдачу следует принимать с поправочным коэффициентом k, определяемым по графику, приведенному на рис. XI.17.

В животноводческих помещениях, как правило, следует проектировать системы воздушного отопления. Максимальная температура воздуха определяется исходя из условий подачи воздушной струи в помещение. Нагретый воздух должен подаваться через воздуховоды равномерной раздачи, причем струя воздуха не должна оказывать вредного влияния на животное.

В помещениях для содержания молодняка можно устраивать системы с местными отопительными приборами. Температура на поверхности приборов систем водяного отопления не должна превышать 95° С.

В помещениях для содержания свиней, особенно молодняка, целесообразно предусматривать обогрев полов с помощью регистров или змеевиков систем центрального водяного отопления.

Для основных животноводческих помещений могут быть рекомендованы схемы отопления, приведенные в табл. XI.6.

Таблица XI.6

Системы отопления животноводческих помещений

Назначение помещения	Отопление	
	основное	дополнительное
Коровники	Воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией	—
Родильные отделения	То же	Водяное с температурой на поверхности прибора 95° С или электрообогреваемые полы
Профилактории	»	Локальные источники тепла
Телятники	»	Лампы инфракрасного излучения или газовые инфракрасные нагреватели
Свинарники-маточники	»	Локальные источники тепла, электронагреваемые полы
Свинарники-откормочники	»	Водяное с температурой на поверхности прибора 95° С

В отдельных случаях при соответствующем экономическом обосновании для поддержания в помещении заданной температуры могут быть использованы автоматизированные теплообменные системы на механическом побуждении, в которых для нагревания наружного воздуха используется биологическое тепло животных, выделяемое ими в помещение.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Удельное динамическое давление, приведенные коэффициенты трения и характеристики сопротивления труб системы водяного отопления

Диаметр труб, мм			$\frac{G, \text{кг/ч}}{w, \text{м/с}}$	$\frac{\lambda}{d_в}$, 1/м	$A \cdot 10^4 \frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$	$S \cdot 10^4 \frac{\text{Па}}{(\text{кг/ч})^2}$	G, кг/ч при	
условный	наружный	внутренний					$w_{ср}$	$w_{макс}$ = 1,5 м/с
Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные по ГОСТ 3262—62								
15	21,3	15,7	690	2,7	10,6	28,6		1 035
20	26,8	21,2	1250	1,8	3,18	5,72	350	1 875
25	33,5	27,1	2000	1,4	1,23	1,72	650	3 000
32	42,3	35,9	3500	1	0,392	0,392	1400	5 250
40	48	41	4650	0,8	0,23	0,185	2000	6 970
50	60	53	7800	0,55	0,0824	0,0454	4000	11 700
Трубы стальные электросварные по ГОСТ 10704—63								
					$A \cdot 10^6$	$S \cdot 10^8$		
50	57	49	6 600	0,6	11,3	6,8	3 500	10 500
70	76	70	13 400	0,4	2,68	1,07	8 000	20 100
80	89	82	18 400	0,3	1,425	0,43	12 000	27 600
100	108	100	27 600	0,23	0,643	0,148	22 000	41 400
125	133	125	43 000	0,18	0,265	0,0475	40 000	64 500
150	159	149	61 000	0,15	0,1355	0,0203	65 000	91 500

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОРИЕНТИРОВОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕСТЕСТВЕННОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ДАВЛЕНИЯ ВСЛЕДСТВИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ТРУБАХ

Двухтрубные системы

с естественной циркуляцией воды

$$\Delta p_{е.тр} = 44 l^n N^{1,5}, \text{ Па};$$

с насосной циркуляцией воды

$$\Delta p_{е.тр} = 24 l^n N^{1,6}, \text{ Па}.$$

Однотрубные системы

с естественной циркуляцией воды

$$\Delta p_{е.тр} = 24 l^n N^{1,62}, \text{ Па};$$

с насосной циркуляцией воды

$$\Delta p_{е.тр} = 1,57 l^n N^{2,74}, \text{ Па},$$

где l — расстояние от главного стояка до расчетного;
N — число этажей в здании;
n — показатель степени (для одноэтажного здания равен 0,2; для каждого последующего этажа уменьшается на 0,02).

Примечания: 1. Формулы составлены для открытой прокладки стояков при изолированных магистральных трубах.

2. При прокладке стояков в бороздах без изоляции вводится поправочный коэффициент 0,75; при прокладке стояков в бороздах с изоляцией естественное циркуляционное давление вследствие охлаждения воды в трубах не учитывается.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Теплопередача через 1 м неизолированной стальной трубы

Разность температуры воды и окружающего воздуха, град	Теплопередача, Вт, через 1 м трубы условным диаметром $d_у$, мм					
	15	20	25	32	40	50
30	27	34	43	53	60	73
31	28	35	44	55	62	75
32	29	36	45	57	65	78
33	30	37	46	59	67	80
34	30	38	48	60	69	82
35	31	40	50	62	72	85

Продолжение прил 3

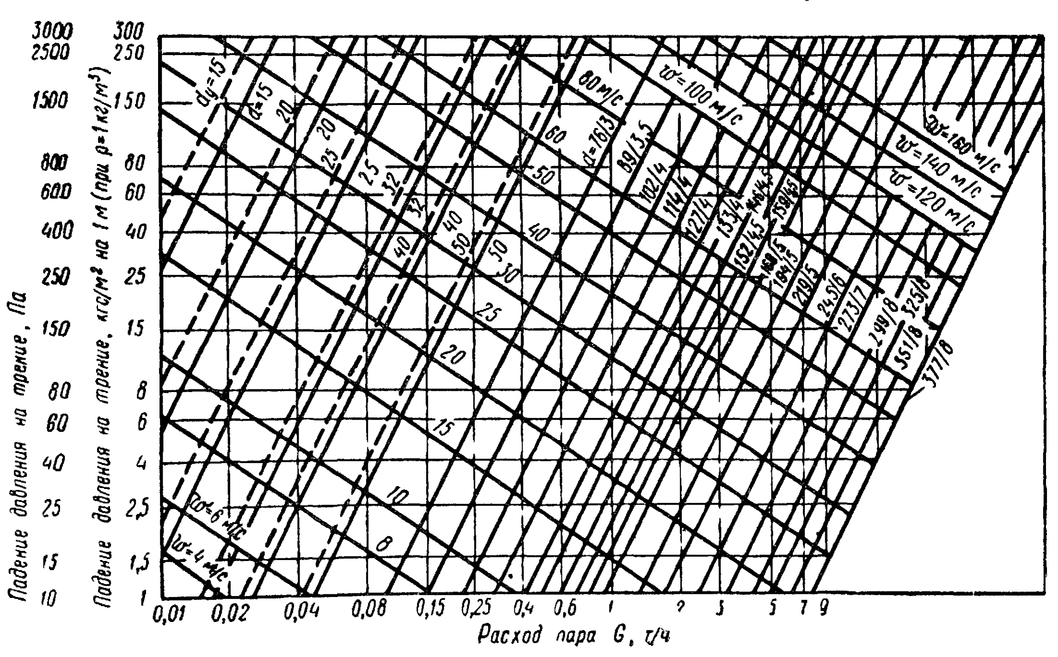
Разность температуры воды и окружающего воздуха, град	Теплопередача, Вт, через 1 м трубы условным диаметром d_y, мм					
	15	20	25	32	40	50
36	32	41	51	64	73	88
37	34	42	52	66	75	90
38	35	43	54	67	78	92
39	35	44	56	69	80	94
40	36	45	57	71	82	97
41	37	46	58	73	84	100
42	38	47	59	75	86	102
43	39	49	60	77	88	104
44	40	50	62	79	90	106
45	41	51	64	80	91	109

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Таблица для расчета переменного режима действия теплопроводов

ГОСТ	Условный диаметр d_y, мм	Эквивалентная длина $l_э = \frac{d_в}{\lambda}$ м	Площадь поперечного сечения трубы F, дм²	Эквивалентное отверстие 1 м трубы F_{ae} дм²	Проводимость 1 м трубы σ	
					10^{-3} кг/(ч×Па$^{1/2}$)	10^{-3} [кг/ч]/[кгс/м²]$^{1/2}$
3262—62	10	0,278	0,0124	0,00654	0,0103	0,0322
	15	0,37	0,0194	0,01182	0,0187	0,059
	20	0,557	0,0354	0,02642	0,0418	0,13
	25	0,715	0,0573	0,0484	0,0765	0,239
	32	1	0,1004	0,1004	0,159	0,5
	40	1,25	0,132	0,148	0,234	0,737
	50	1,82	0,22	0,297	0,47	1,48
10704—63	50	1,67	0,189	0,244	0,386	1,2
	70	2,5	0,3849	0,61	0,965	2,27
	80	3,33	0,528	0,948	1,5	4,8
	100	4,35	0,785	1,644	2,6	8,15
	125	5,56	1,22	2,87	4,55	14,35
	150	6,67	1,74	4,48	7,1	22

Примечание. Величина характеристики сопротивления S дается в приложении 1.



Приложение 4. Номограмма для расчета паропроводов высокого давления

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Данные для расчета топочного пространства печей

Вид топлива	Низшая рабочая теплотворность топлива, кДж/кг	Низшая рабочая теплотворность топлива, ккал/кг	Плотность топлива, кг/м³	Температура горения, °С	Допустимое напряжение колосниковой решетки, кг/(ч·м²)	Толщина слоя топлива, см	Объем воздуха практически необходимый для сжигания 1 кг топлива, отнесенный к 0° и атмосферному давлению, м³/кг	Наименьшая высота над слоем топлива, см	Прозоры в колосниках, %	Тепловое напряжение объема топочного пространства, Вт/м³	Тепловое напряжение объема топочного пространства, ккал/(ч м³)
Дрова влажностью:											
25%	12 600	3000	400	1000	250	25—35*	10	25—45*	25	405 000	350 000
50%	7 550	1800	540	800	200	35—55	11	35—45	25	350 000	300 000
Торфяные брикеты	16 800	4000	250	1000	200	25	11	25—35	25	440 000	380 000
Торф кусковой воздушной сушки	12 600	3000	400	970	180	20—30	10	35—50	20	440 000	380 000
Уголь:											
подмосковный	12 600	3000	700	900	70	9—15	12	40—50	35	440 000	380 000
бурый (бокхед)	21 000	5000	750	1100	85	9—20	12	30—40	30	465 000	400 000
каменный (жирный)	25 200—29 400	6000—7000	800—900	1200	70	10—20	17	30—40	30	520 000	450 000
Кокс:											
каменноугольный	27 200	6500	400	1200	90—110	15—30	16	20—40	40—50	—	—
торфяной	29 300	7000	300	1100	—	20	17	—	—	—	—
Нефтяные остатки	41 900	10 000	900	1500	—	—	16	—	—	—	—
Антрацит	30 600	7300	1000	1300	60	15—25	17	20	40	555 000	480 000
Солома разная	10 500—12 600	2500—3000	100—120	800	—	25—40	10	50—70	18—20	405 000	350 000
Подсолнечная лузга	12 600	3000	100	800	—	—	10	35—40	50	405 000	350 000
Кукурузные стерни	8 400	2000	—	—	67—70	—	—	—	—	350 000	300 000
Горючие сланцы	11 300	2700	600	1000	70	15—20	12	40—80	50	290 000	250 000

* Вторая цифра обозначает толщину слоя топлива при $Q_{н}^{р} > 12\,600$ кДж/кг.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Данные для расчета газоходов отопительных печей

Вид топлива	Коэффициент тепловосприятия α, Вт/м², температура t и скорость движения v газов								
	топливник	колпак	первый газоход $v=1,5-4$ м/с		промежуточные газоходы $v=0,5-2$ м/с		последний газоход $v=1,5-2$ м/с		дымовые трубы $v=2$ м/с
	α	α	α	t °C	α	t °C	α	t °C	t °C
Дрова влажностью 25%	7000 (6000)	3500 (3000)	5200 (4500)	700	2670 (2300)	500	2670 (2300)	160	130
Торф:									
кусковой	6400 (5500)	3250 (2800)	4650 (4000)	550	2300 (2000)	350	2300 (2000)	150	130
брикетный	7000 (6000)	3250 (2800)	4850 (4200)	600	2550 (2200)	400	2550 (2200)	160	130
Уголь:									
подмосковный	5800 (5000)	2900 (2500)	4050 (3500)	500	2300 (2000)	320	2300 (2000)	140	120
бурый	5800 (5000)	2900 (2500)	4050 (3500)	550	2300 (2000)	350	2300 (2000)	140	120
каменный	6400 (5500)	3250 (2800)	4650 (4000)	480	2300 (2000)	300	2300 (2000)	120	110
антрацит	5200 (4500)	2900 (2500)	3700 (3200)	500	2300 (2000)	320	2300 (2000)	120	110

Примечание. В скобках дано значение коэффициента тепловосприятия α в ккал/(ч·м²).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика, изд. 2-е. М., Стройиздат, 1975.

Андреевский А. К. Отопление (курс лекций). Минск, «Вышэйшая школа», 1974.

Аше Б. М. Отопление и вентиляция. Т. 1. М.—Л., Стройиздат, 1939.

Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970.

Белинкий Е. А. Рациональные системы водяного отопления. Л., Госстройиздат, 1963.

Белоусов В. В., Михайлов Ф. С. Основы проектирования систем центрального отопления. М., Госстройиздат, 1962

Вукалович М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М., «Машиностроение», 1967.

Гусев В. М. Теплоснабжение и вентиляция. М., Стройиздат, 1973.

Дюскин В. К. Тепловой и гидравлический режим систем водяного отопления. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1955.

Ермолаев Н. С. Проблемы теплоснабжения и отопления многоэтажных зданий. М., Стройиздат, 1949.

Ильинский В. М. Строительная теплофизика (ограждающие конструкции и микроклимат зданий). М., Стройиздат, 1974.

Ионин А А. Газоснабжение, изд. 2-е. «Высшая школа», 1975.

Каменев П. Н. Расчет однотрубных систем водяного отопления. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1948.

Копьев С. Ф. Теплоснабжение. М., Госстройиздат, 1953.

Лейв Ж. Я., Либер И. С. и др. Справочная книга по санитарной технике. Л., Лениздат, 1966.

Ливчак И. Ф. Квартирное водяное отопление малоэтажных зданий. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1950.

Ливчак И. Ф. Системы отопления с бетонными отопительными панелями. М., Госстройиздат, 1956.

Лобаев Б. Н. Расчет систем отопления. Киев, «Будівельник», 1966.

Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Ч. I. Отопление. М., «Высшая школа», 1963.

Семенов Л. А. Печное отопление. М., Стройиздат, 1968.

Сканави А. Н. Динамика давления в системе водяного отопления. М., изд. МИСИ, 1971.

Смухнин П. Н, Кулжинский Ю. И. и др. Курс отопления и вентиляции Изд военно-инженерной академии, 1961.

Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., Госэнергоиздат, 1963.

Справочник проектировщика. Отопление, водопровод и канализация, изд. 3-е. М., Стройиздат, 1975.

Тилин Л. А. Лучистое отопление нагретым воздухом. М., Госстройиздат, 1955

Туркин В. П. Отопление гражданских зданий. Челябинск, Южно-Уральское изд-во, 1974.

Ушков Ф. В. Теплопередача ограждающих конструкций при наличии фильтрации воздуха. М., Стройиздат, 1969.

Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий, изд. 4-е. М., Стройиздат, 1973.

Чаплин В. М. Отопление и вентиляция Ч. I. Отопление. М., Госиздат, 1923.

Чистович С. А. Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления. Л., Стройиздат, 1975.

Шифринсон Б. Л. Центральное отопление жилых зданий, экономический выбор схем. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1948.

Шкловер А. М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях, изд. 2-е. М., Госэнергоиздат, 1961.

Шорин С. Н. Теплопередача. М., «Высшая школа», 1964

Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С. Котельные установки, изд. 2-е. М., Стройиздат, 1972.

Щекин Р. В. и др Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Ч. I, изд. 3-е, Киев, «Будівельник», 1968.

Шепелев И. А. Приточные струи и воздушные фонтаны. — В сб.: Известия Академии строительства и архитектуры, № 4, 1961.

Эккерт Э. Р., Дрейк Р. М. (пер. с англ.). Теория тепло- и массообмена, изд. 2-е. М., Госэнергоиздат, 1961.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие к третьему изданию 3

Глава I. Общие сведения об отоплении

§ 1. Предмет курса 5
§ 2. Физиологическое воздействие отопления 7
§ 3. Развитие техники отопления 9
§ 4. Затраты тепла на отопление 11
§ 5. Требования, предъявляемые к отопительной установке 12
§ 6. Классификация систем отопления 13
§ 7. Характеристика теплоносителей для отопления 18
§ 8. Сравнение основных систем отопления 22

Глава II. Тепловой режим здания

§ 9. Тепловая обстановка и условия комфортности для человека в помещении 25
§ 10. Обеспеченность расчетных условий 29
§ 11. Характеристики наружного климата холодного периода года 31
§ 12. Теплообмен на нагретой и охлажденной поверхностях в помещении и на наружной поверхности ограждения здания 33
§ 13. Стационарная передача тепла через наружные ограждения 37
§ 14. Теплоустойчивость ограждений 41
§ 15. Влияние воздухопроницания и влажности материалов на теплопередачу через ограждения 45
§ 16. Защитные свойства наружных ограждений 48
§ 17. Теплоустойчивость помещения 57
§ 18. Расчетная тепловая мощность системы отопления 63
§ 19. Использование тепловой мощности системы отопления и годовые затраты тепла на отопление 81
§ 20. Учет особенностей теплового режима при выборе системы отопления здания 83

Глава III. Элементы систем центрального отопления

§ 21. Отопительные приборы и предъявляемые к ним требования 87
§ 22. Основные виды отопительных приборов 89
§ 23. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора 97
§ 24. Эквивалентная нагревательная поверхность прибора 108
§ 25. Выбор и размещение отопительных приборов в помещении 115
§ 26. Расчет площади нагревательной поверхности приборов 122
§ 27. Регулирование теплового потока отопительного прибора 130
§ 28. Трубы систем центрального отопления 133
§ 29. Соединение труб 135
§ 30. Размещение отопительных труб в здании 135
§ 31. Размещение запорно-регулирующей арматуры 139
§ 32. Компенсация удлинения труб 143
§ 33. Уклон труб 144
§ 34. Перемещение и удаление воздуха 146
§ 35. Расширительный бак 150
§ 36. Изоляция труб 156

Глава IV. Водяное отопление

§ 37. Принципиальные схемы системы отопления при водяном теплоснабжении 159
§ 38. Циркуляционный насос 163
§ 39. Смесительная установка 168
§ 40. Динамика давления в системе отопления 172
§ 41. Схемы современной системы отопления 192
§ 42 Естественное циркуляционное давление 198
§ 43. Расчетное циркуляционное давление 210
§ 44. Принципы проектирования системы отопления 213
§ 45. Эпюра циркуляционного давления в системе отопления 215
§ 46. Децентрализованные системы водо-водяного отопления 217
§ 47. Отопление высотных зданий 218
§ 48. Гравитационные системы отопления 220

Глава V. Гидравлический расчет систем водяного отопления

§ 49. Потеря давления в сети 226
§ 50. Коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления 229
§ 51. Местные сопротивления замыкающих участков в однотрубных системах 233
§ 52. Коэффициент затекания воды в отопительные приборы в системах с замыкающими участками 239
§ 53. Общие указания по расчету системы водяного отопления 250
§ 54. Вертикальная однотрубная система отопления с верхней разводкой 252
§ 55. Вертикальная однотрубная система отопления с нижней разводкой 261
§ 56. Горизонтальная однотрубная система отопления 263
§ 57. Двухтрубная насосная система отопления с верхней разводкой 271
§ 58. Двухтрубная насосная система отопления с нижней разводкой 277
§ 59. Двухтрубная гравитационная система отопления с верхней разводкой 280

Стр

§ 60 Двухтрубная гравитационная система отопления с нижней разводкой . . . 284
§ 61 Квартирная система водяного отопления . . . 287

Глава VI Паровое отопление

§ 62 Принцип действия системы парового отопления . . . 294
§ 63 Классификация систем парового отопления . . . 295
§ 64 Выбор давления пара и гидравлический расчет систем . . . 301
§ 65 Пар вторичного вскипания . . . 308
§ 66 Оборудование систем парового отопления . . . 310
§ 67 Преимущества и недостатки систем парового отопления . . . 315
§ 68 Пароводяные системы отопления . . . 315

Глава VII Воздушное отопление

§ 69 Характеристика воздушного отопления . . . 319
§ 70 Классификация систем воздушного отопления . . . 320
§ 71 Количество и температура воздуха для отопления . . . 323
§ 72 Местное воздушное отопление . . . 325
§ 73 Рециркуляционные воздухонагреватели . . . 332
§ 74 Центральное воздушное отопление . . . 338
§ 75 Особенности расчета систем центрального воздушного отопления . . . 342
§ 76 Пути совершенствования воздушного отопления зданий . . . 346
§ 77 Воздушно тепловые завесы . . . 348

Глава VIII Панельно лучистое отопление

§ 78 Особенности панельно лучистого отопления . . . 353
§ 79 Тепловой комфорт при панельно лучистом отоплении . . . 355
§ 80 Температура поверхности ограждений помещения . . . 357
§ 81 Теплообмен в помещении при панельно лучистом отоплении . . . 358
§ 82 Конструкция отопительных панелей . . . 363
§ 83 Теплоносители и схемы систем панельного отопления . . . 370
§ 84 Площадь и температура отопительных панелей . . . 373
§ 85 Расчет теплопередачи отопительных панелей . . . 378
§ 86 Принципы проектирования системы панельного отопления . . . 384

Глава IX Регулирование и надежность систем центрального отопления

§ 87 Пусковое и эксплуатационное регулирование . . . 387
§ 88 Регулирование систем водяного отопления . . . 390
§ 89 Регулирование систем парового отопления . . . 393
§ 90 Переменный режим действия теплопроводов . . . 394
§ 91 Надежность системы водяного отопления . . . 406

Глава X Местное отопление

§ 92 Печное отопление Общая характеристика . . . 424
§ 93 Классификация печей и дымовых труб . . . 425
§ 94 Топливники печей . . . 426
§ 95 Теплоемкие печи . . . 428
§ 96 Нетеплоемкие печи . . . 434
§ 97 Отопительно варочные печи . . . 435
§ 98 Правила кладки печей и дымовых труб . . . 436
§ 99 Тяга в каналах печей и дымовых труб . . . 438
§ 100 Расчет печного отопления . . . 439
§ 101 Газовое отопление . . . 443
§ 102 Газовые отопительные приборы . . . 444
§ 103 Электрическое отопление . . . 449

Глава XI Особенности отопления сельскохозяйственных зданий и сооружений

§ 104 Культивационные сооружения для круглогодичного выращивания овощей . . . 454
§ 105 Птицеводческие помещения . . . 461
§ 106 Животноводческие постройки . . . 465

Приложения . . . 474

Список литературы . . . 478